

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Koncepční návrh kogenerační jednotky s pístovým
spalovacím motorem

Conceptual proposal of Combined Heat and Power Unit
with Reciprocating Internal Combustion Engine

Student:

Jiří Szotkowski

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Míka, CSc.

Ostrava 2012

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání bakalářské práce

Student: **Jiří Szotkowski**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **3907R009 Provoz energetických zařízení**
Téma: **Koncepční návrh kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem**
Conceptual Proposal of Combined Heat and Power Unit with
Reciprocating Internal Combustion Engine

Zásady pro vypracování:

Vypracujte koncepční návrh kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem 500 CAT, s elektrickým výkonem 500 kW a s výrobou tepla pro horkovodní systém.

Práce bude obsahovat:

1. Výpočet idealizovaného oběhu zážehového spalovacího motoru.
2. Bilanční výpočet výměníků pro využití odpadního tepla chladicí kapaliny, oleje a výfukových plynů.
3. Technicko – ekonomické zhodnocení studie a porovnání se současným stavem.

Grafická část bude obsahovat:

1. Schéma uspořádání jednotky.
2. Cash – flow ekonomické efektivity.

Seznam doporučené odborné literatury:

KRBEK, J., POLESNÝ, B. *Kogenerační jednotky malého výkonu v komunálních a průmyslových tepelných zdrojích*. Skripta VUT, Brno 1997.

VORÁČEK, V. a kol. *Energetické stroje*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 1990.

KYSELA, L., TOMČALA, J. *Ekonomika v energetice*. Ediční středisko. Ostrava: VŠB-TU, 2000.

KYSELA, L. *Využití odpadního tepla. Poznámky k přednáškám*. Katedra energetiky, Ostrava, 2001.


Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

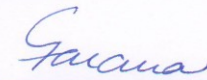
Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Míka, CSc.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012




prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21. 5. 2012

..... Jiří Srechkowski

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školního dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 21.5.2012

.....
Jiří Szotkowski

podpis studenta

Jiří Szotkowski

Mosty u Jablunkova, 592

739 98

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu bakalářské práce pánu doc. Ing. Jiřímu Míkovi, CSc. za hodnotné informace, které mě inspirovaly k následnému zpracování bakalářské práce.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

SZOTKOWSKI, J.: *Koncepční návrh kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem*: Bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2012, 58 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Míka J., CSc.

Bakalářská práce se zabývá návrhem kogenerační jednotky se spalovacím motorem 500 CAT a to hlavně po výpočtové stránce. Nejprve práce seznamuje s hlavními pojmy kogenerace, rozdělením kogeneračních jednotek podle typu poháněné jednotky a využitím v dnešní době. Následně je řešen, podle předem zadaných hodnot, výpočet zážehového spalovacího motoru spalující skládkový plyn. Dále se práce zabývá tepelnou bilancí motoru a výměníků. Na závěr je projekt ekonomicky srovnán se stavem bez realizace projektu.

Klíčová slova: kogenerační jednotka, kogenerace, spalovací motor, výměník.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

SZOTKOWSKI, J.: *Conceptual proposal of Combined Heat and Power Unit with Reciprocating Internal Combustion Engine*: Bachelor thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2012, 58 p. Thesis head: doc. Ing Míka J., CSc.

Bachelor thesis deals with calculation project of combined heat and power unit with reciprocating internal combustion engine 500 CAT. Thesis firstly introduces key terms of cogeneration, then divides combined heat and power units according to driving units, then engages with modern usage. Secondly focuses on calculation of combustion engine fueled by landfill gas in accordance with specified values and thermal balance of engine and exchangers. Lastly is project economically compared with the state without realization of project.

Keywords: cogeneration unit, cogeneration, combustion engine, exchanger.

OBSAH

OBSAH	7
SEZNAM VELIČIN	9
1 ÚVOD	12
2 KOGENERACE	13
2.1 ELEKTRICKÁ A TEPELNÁ ENERGIE.....	13
2.2 PRINCIP KOMBINOVANÉ VÝROBY ELEKTŘINY A TEPLA	14
2.3 ENERGETICKÝ PŘÍNOS KOGENERACNÍ JEDNOTKY	14
2.3.1 Úspora tepla z paliva.....	15
2.4 ŽIVOTNÍ PROSTŘEDÍ A KOGENERACE	18
2.5 KOGENERACNÍ JEDNOTKY A JEJICH ROZDĚLENÍ	19
2.6 TYPY KOGENERACNÍCH JEDNOTEK	20
2.6.1 Kogenerační jednotky se spalovacími turbínami.....	20
2.6.2 Kogenerační jednotky s malými parními turbínami	21
2.6.3 Kogenerační jednotky s parními motory.....	23
2.6.4 Kogenerační jednotky s plynovými spalovacími motory.....	24
2.7 VYUŽITÍ KOGENERACNÍ JEDNOTKY SE SPALOVACÍM MOTOREM	27
2.7.1 Hotely a penziony	27
2.7.2 Internáty a koleje vysokých škol	27
2.7.3 Nemocnice	27
2.7.4 Administrativní budovy a školy.....	27
2.7.5 Obchodní domy.....	28
2.7.6 Průmyslové podniky.....	28
2.7.7 Rekreační střediska a plovárny	28
2.7.8 Komunální vytápění.....	28
2.7.9 Čistírny odpadních vod.....	28
3 NÁVRH KOGENERACNÍ JEDNOTKY	29
3.1 IDEALIZOVANÝ OBĚH SPALOVACÍHO MOTORU CAT	29
3.2 ZADANÉ HODNOTY SPALOVACÍHO MOTORU.....	30
3.3 POSTUP VÝPOČTU IDEALIZOVANÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU	31
3.3.1 Objemy válců.....	32
3.3.2 Polytrpická komprese	32
3.3.3 Hoření (spalování) za konstantního objemu.....	33
3.3.4 Hoření za konstantního tlaku.....	34
3.3.5 Polytrpická expanze.....	36
3.3.6 Výfuk spalin	37
3.3.7 Výkon a práce motoru	38

3.3.8	<i>Provozní parametry motoru</i>	40
3.3.9	<i>Tepelná bilance motoru</i>	42
3.3.10	<i>Tepelná bilance výměníků</i>	43
4	TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ STUDIE A POROVNÁNÍ SE SOUČASNÝM STAVEM	44
4.1	VÝPOČET SOUČASNÝCH NÁKLADŮ KOGENERAČNÍ JEDNOTKY	44
4.1.1	<i>Náklady na tepelnou energii.....</i>	44
4.1.2	<i>Náklady spojené s elektrickou energií.....</i>	44
4.2	VÝPOČET CELKOVÝCH INVESTIČNÍCH NÁKLADŮ	45
4.3	EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ	48
5	ZÁVĚR.....	50
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	51
	SEZNAM TABULEK.....	53
	SEZNAM OBRÁZKŮ	54
	SEZNAM PŘÍLOH	55

Seznam veličin

Značka	Název	Jednotka
A	Práce za 1 cyklus	J
C	Cena, platba	$Kč$
CIN	Celkové investiční náklady za rok	[]
CN	Celkové náklady za rok	[]
D	Průměr pístu	m
I	Entalpie za 1 cyklus	[]
M	Množství vyrobené energie za rok	[]
N	Náklady za rok	[]
P	Výkon	W
P_B	Tepelný příkon	W
PVN	Přímé výrobní náklady	$Kč$
Q	Teplo	W
Q_i	Výhřevnost	[]
T	Teplota	K
U	Vnitřní energie za 1 cyklus	[]
V_z, V_1, V_2	Objemy válců	[]
V	Objemové množství	[]
\dot{V}	Objemový průtok	[]
a	Koeficient pro i a u	1
b	Koeficient pro i a u	1
c_p	Měrná tepelná kapacita	[]
i	Počet válců	1

i	Měrná entalpie	[]
n	Otáčky	[]
n	Polytropický exponent	1
\dot{v}	Hmotnostní průtok	[]
p	Tlak	Pa
s	Délka zdvihu	m
t	Teplota	°
u	Měrná vnitřní energie	[]
x	Stupeň vyhoření paliva při $V = \text{konst.}$	1
x	Podíl odvedeného tepla	1
ε	Kompresní poměr	1
η	Účinnost	%
κ	Adiabatický exponent	1
λ	Přebytek vzduchu	1
λ_r	Součinitel izochorického nárůstu tlaku	1
μ_*	Měrná efektivní spotřeba paliva	[]
ρ	Stupeň plnění	1
ρ	hustota	[]
σ	Měrný efektivní výkon	[]
ω	Objemový podíl složky ve směsi plynu	%

Indexy

0 1	Fáze nasátí paliva
1 2	Fáze polytropické komprese
2 3	Fáze hoření, při konstantním objemu
3 4	Fáze hoření, při konstantním tlaku
4 5	Fáze polytropické expanze
6 7	Fáze izobarického výfuku

<i>c</i>	Celková
<i>ch</i>	Chemický nedopal
<i>chl</i>	Chlazení
<i>cykl</i>	Cyklus
<i>ef</i>	Efektivní
<i>el</i>	Elektrický
<i>g</i>	Generátor
<i>id</i>	Indikovaný
<i>ids</i>	Skutečný indikovaný
<i>k</i>	Komprese
<i>m</i>	Mechanická
<i>min</i>	Minimální
<i>mz</i>	Mzdy
<i>ol</i>	Olej
<i>ou</i>	Opravy, údržba
<i>pev</i>	Pevná
<i>pl</i>	Plyn
<i>pv</i>	Přídavná voda
<i>rez</i>	Rezervovaný
<i>s</i>	Index podílu odvedeného tepla při $p = \text{konst.}$
<i>sk</i>	Skutečný
<i>sp</i>	Spalování, spaliny, spotřeba
<i>st</i>	Stálá
<i>t</i>	Tepelný
<i>v</i>	Voda, objemová
<i>výf</i>	Výfuk
<i>vým</i>	Výměník
<i>vz</i>	Vzduch
<i>+</i>	Teoretické množství

Zkratky

CIN	Celkové investiční náklady
KVET	Kombinována výroba elektrické a tepelné energie
KJ	Kogenerační jednotka
PEZ	Primární energetické zdroje

1 Úvod

Využití kogeneračních jednotek se stalo během dvaceti let nedílnou součástí některých firem a administrativních budov. Rozšíření a vývoj kogeneračních jednotek se mnohonásobně zvýšil, a to na základě zákonodárného ustanovení – Energetický zákon č. 458/2000 Sb., který ustanovuje možnost finanční podpory. Podporou je zde chápána forma výkupních cen nebo zelených bonusů. Další výhodou instalací kogeneračních jednotek je úspora paliva a příznivý dopad na životní prostředí.

Cílem bakalářské práce je vypracování koncepčního návrhu kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem 500 CAT, s elektrickým výkonem 500 kW a s výrobou tepla pro horkovodní systém.

V teoretické části – Kogenerace jsou vysvětleny pojmy související s vytýčenou problematikou, výhody a nevýhody jednotlivých typů kogeneračních jednotek a jejich využití v běžném životě. Kapitola rovněž obsahuje principy výroby, jak tepelné, tak i elektrické energie.

Praktická část se zaměřuje na návrh kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem 500 CAT, ve kterém se spaluje skládkový plyn. Jedná se pouze o teoretický projekt, kdy se důmyslně využívá energetický potenciál skládkového plynu, který by jinak zůstal nevyužitý. S využitím skládkového plynu dochází k zužitkování škodlivých látek, které by v opačném případě unikaly do atmosféry. Jedná se tedy o daleko šetrnější variantu pro životní prostředí. Dále se práce soustředí na jednoduchý bilanční výpočet výměníků pro využití odpadního tepla chladicí kapaliny a výfukových plynů.

Poslední kapitola bakalářské práce se zabývá technicko-ekonomickým zhodnocením studií. V kapitole jsou vypracovány dvě ekonomické studie. První se zaměřuje na porovnání stavu před a po realizaci projektu s vynaložením vlastních finančních prostředků na pořízení celkového zařízení. Druhá studie porovnává stav před a po uskutečnění návrhu s vynaložením 25 % z vlastních nákladů a zbylých 75 % nákladů pokryje bankovní úvěr.

2 Kogenerace

Pojem kogenerace znamená sdruženou výrobu elektřiny a tepla. Tento pojem je v České republice známý jako teplárenství, teplárenská výroba neboli kogenerační výroba. Dalším používaným termínem je zkratka KVET neboli kombinovaná výroba elektřiny a tepla. [2]

Princip kogenerace spočívá ve výrobě elektrické a tepelné energie. Každá se podstatně od sebe liší v různých hlediscích, a to například ve výrobních nákladech a technikou jejich výroby. V následujících podkapitolách jsou uvedeny hlavní rozdíly mezi jednotlivými energiemi.

2.1 Elektrická a tepelná energie

Ve většině případů elektrickou energii produkují elektrárny. Výroba elektrické energie spočívá v přeměně tepelné energie z primárních energetických zdrojů (dále jen PEZ). Bohužel podstatná část tepelné energie není využita v plné míře a je v daném případě odváděna bez jakéhokoliv dalšího využití do atmosféry. Podstata energetické soustavy České republiky je tvořena uhelnými parními elektrárnami, které průměrně dosahují celkové účinnosti přeměny (těžba, transport, transformace energie) kolem 33 %. Zbývajících 67 % energie se odvádí do okolí společně se škodlivými plyny a látkami, které ohrožují životní prostředí. [1]

Tepelná energie je na rozdíl od elektrické energie méně hodnotná. Její použití je omezené a přeměna na kvalitnější druh energie je technologicky velice obtížná. Oproti elektrické energii má výhodu v tom, že její získání z PEZ v podobě teplé anebo horké vody, je technologicky poměrně jednodušší a levnější. Zařízení, ve kterých tato přeměna probíhá, se nazývá výtopna. [1], [2]

Pro hodnocení tepelné energie se používají měrové jednotky – Jouly (J, kJ, MJ, GJ), na rozdíl od elektrické energie, kde se používají jak měrové jednotky – Joul, tak i vedlejší jednotky – kilowatthodiny (kWh) a megawatthodiny (MWh). Symbol Q je používán pro sdělené teplo a symbol E pro elektrickou energii. Další důležitou veličinou je tok energií za jednotku času, neboli výkon, který se označuje P_e (kW_e) pro elektřinu a P_t (kW_t) pro teplo. [1]

2.2 Princip kombinované výroby elektřiny a tepla

Kogenerace je proces, kterým se přeměňuje energie z paliva na energii tepelnou a mechanickou, z které se následně pomocí generátoru/alternátoru produkuje elektřina. K přeměně energie se využívá vysokopotenciální teplo k vykonání práce a k pokrytí potřeby tepla slouží pracovní látka, která má nižší teplotu – nízkopotenciální teplo. Zjednodušeně lze říct, že pohonná jednotka spálením přiváděného pracovního média transformuje tepelnou energii na mechanickou a ta je předána do generátoru, který posléze vyrobí elektrickou energii. Podle typu zařízení se teplo přivede do výměníku, buď v podobě spalín, páry vycházející z turbíny nebo tepla, které chladí motor. Výměníkem je následně energie tepla předána na nosné média (pára, horká nebo teplá voda). [1]

Neopominutelnou výhodou kogeneračního procesu je celkové snížení spotřeby PEZ a tím i zmenšení škodlivých emisí vznikajících při transformaci PEZ do požadovaných forem energií. [2]

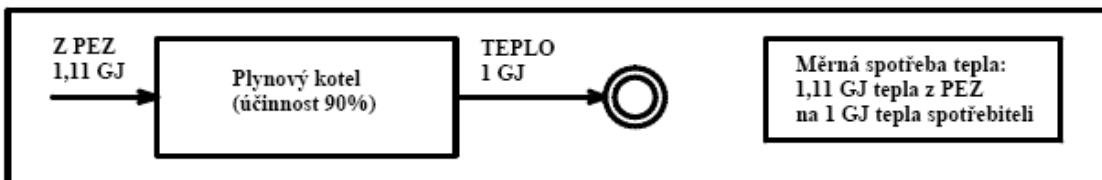
K nejpoužívanějším ukazatelům efektivnosti kogeneračního zařízení slouží teplotní modul. Ten vyjadřuje podíl elektřiny a tepla vyrobených v kogenerační jednotce (dále jen KJ). V odborných textech se objevuje název modul teplotní výroby elektřiny, nebo součinitel závislého elektrického výkonu. Teplotní modul se značí písmenem e . Vzorec pro výpočet teplotního modulu je uvedený níže, kde E (GJ) je množství elektřiny a Q je množství tepla vyrobené v KJ. [1]

$$e = \frac{r}{Q} \quad (1)$$

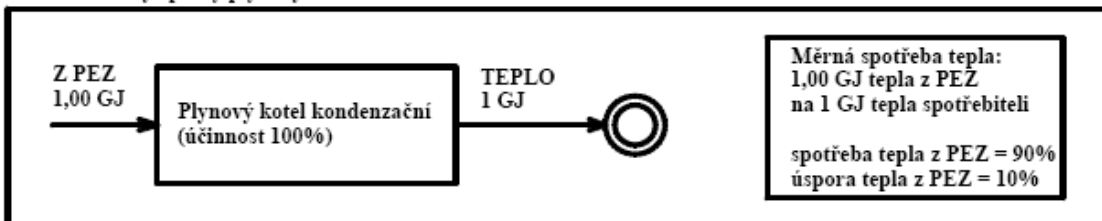
2.3 Energetický přínos kogenerační jednotky

Hlavním energetickým přínosem kogenerace je bezpochyby pokles spotřeby PEZ. Na Obr. č. 1 je pro jednoduchost pochopení znázorněn princip snížení PEZ. [2]

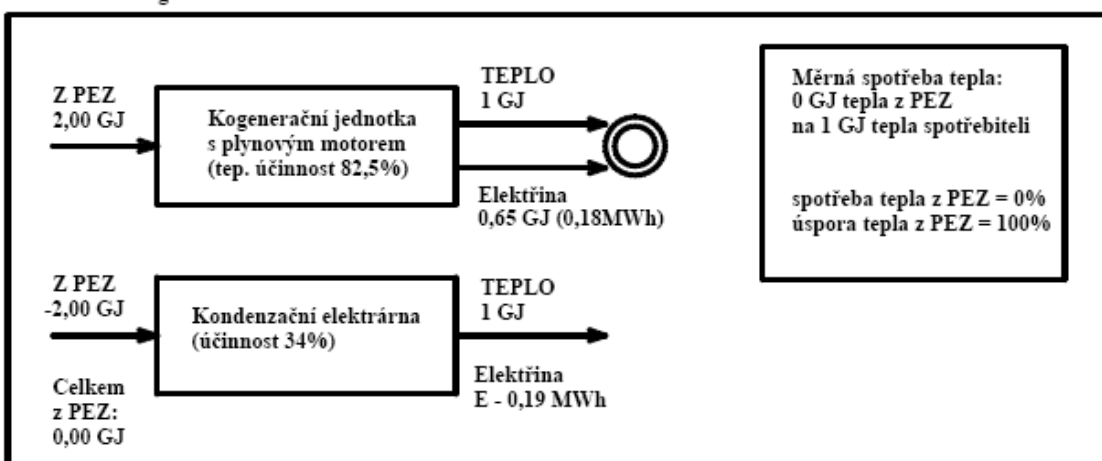
Porovnávací varianta



Varianta 1 - vylepšený plynový kotel



Varianta 2 - kogenerace



Obr. č. 1. Snížení spotřeby tepla z PEZ

2.3.1 Úspora tepla z paliva

Snížení spotřeby PEZ je možné vyjádřit pomocí matematických vzorců. K vyjádření jednotlivých druhů energií se používají shodné měrové jednotky například v GJ. Všechny výpočtové vztahy uvedené v této kapitole byly převzaty z odborné literatury [1] a [2].

Při rozdělené výrobě elektřiny je potřeba množství energie v palivu kondenzační elektrárny

$$Q_{el} = \frac{E}{\eta_{et}} \quad (2)$$

Při výrobě tepla ve výtopně je potřeba množství energie spotřebované z paliva

$$Q_{výt} = \frac{Q}{\eta_{vt}} \quad (3)$$

Při sdružené kogenerační výrobě se z paliva spotřebuje množství celkového tepla

$$Q_{kj} = \frac{E + Q}{\eta_{\text{sc}}} \quad (4)$$

Jestliže uvažujeme, že celková tepelná účinnost výtopny a kogeneračního zdroje je stejná $\eta_{\text{výt}} = \eta_{\text{kj}} = \eta_{\text{tc}}$, kde η_{tc} je celková tepelná účinnost obecného zdroje určená vztahem:

$$\eta_{\text{sc}} = \frac{E + Q}{Q_{\text{pal}}} \quad (5)$$

Když se sečte vzorec (2) a (3) a od nich se odečte vzorec (4), vznikne jednoduchý matematický vztah vyjadřující úsporu tepla z paliva (6).

$$Q_u = \frac{E}{\eta_{\text{sc}}} + \frac{Q}{\eta_{\text{sc}}} - \frac{E + Q}{\eta_{\text{sc}}} \quad (6)$$

Potom lze teplo uspořené v palivu vztažené na jednotku tepla dodaného spotřebiteli vypočítat ze vztahu (7).

$$\frac{Q_u}{Q} = \frac{E}{Q} \left(\frac{1}{\eta_{\text{sc}}} - \frac{1}{\eta_{\text{sc}}} \right) \quad (7)$$

Po úpravě:

$$\frac{Q_u}{Q} = \left(\frac{E}{Q} \right) \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{sc}}} - \frac{1}{\eta_{\text{sc}}} \right) \quad (8)$$

Pokud se vezme v úvahu, že $\eta_{\text{výt}} \neq \eta_{\text{kj}}$, pak předchozí vzorec bude mít tvar:

$$\frac{Q_u}{Q} = \left(\frac{E}{Q} \right) \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{sc}}} - \frac{1}{\eta_{\text{sc}}} \right) \quad (9)$$

Z rovnice (9) plyne, že se nesmí zapomenout na celkovou tepelnou účinnost kogeneračního zdroje. Maximální úspory PEZ se dosáhne pomocí návrhu kogeneračního zařízení, ve kterém musí být uplatněna snaha o dosažení celkové nejvyšší tepelné účinnosti.

Relativní úspora tepla z PEZ se dostane po úpravě předchozího vzorce (9).

$$\frac{Q_u}{Q_{\text{el}} + Q_{\text{výt}}} = 1 - \frac{\eta_{\text{sc}} \cdot \eta_{\text{sc}}}{\eta_{\text{sc}}} \cdot \frac{e + 1}{e \cdot \eta_{\text{sc}} + 1} \quad (10)$$

Na základě vzorce (10) je patrné, že o úspoře PEZ rozhoduje hlavně velikost modulu teplárenské výroby elektřiny e a rovněž velikost celkové účinnosti KJ , která se u špičkových zdrojů pohybuje v intervalu 0,85 – 0,92. V Tab. č. 1 jsou uvedeny základní termodynamické veličiny různých kogeneračních zařízení, které se od sebe zásadně odlišují. [1], [2]

Tab. č. 1. Charakteristika vlastností základních druhů kogeneračního zařízení [1]

Pohonná jednotka	Palivo	Forma tepla	Rozsah výkonů [MWe]	Elektr. účinnost [%]	Celková účinnost [%]	Teplárenský modul [1]
Protitlaková parní turbína	libovolné	NT pára, horká voda	0,1 – 100	7 – 20	75 – 88	0,1 – 0,4
Odběrová parní turbína	libovolné	NT pára, horká voda	5 – 300	10 – 30	78 – 88	0,2 – 0,4*)
Paroplynové zařízení	zemní plyn lehký topný olej bioplyn produkty zplyňování	Teplá voda, horká voda, pára NT, VT	10 – 400	35 – 60	85 – 90	0,8 – 2,0
Spalovací turbína	zemní plyn lehký topný olej bioplyn produkty zplyňování	Teplá voda, horká voda, pára NT, VT	1**) – 250	25 – 48	75 – 90	0,4 – 1,2
Spalovací motor	zemní plyn lehký topný olej bioplyn produkty zplyňování	Teplá voda, horká voda, pára NT	0,01 – 10	25 – 45	75 – 92	0,5 – 1,1
Parní motor	Biopaliva	Teplá voda	0,02 – 1	10 – 25	70 – 80	0,1 – 0,3
Stirlingův motor	zemní plyn biopaliva	Teplá voda	0,001 – 0,3	10 – 40	70 – 85	0,3 – 0,7

*) Vztaženo jen na odběrovou páru

**) U mikroturbín 25 – 250 kW

2.4 Životní prostředí a kogenerace

Současná teplárenská výroba splňuje z hlediska emisí příslušné právní předpisy a normy, na rozdíl od samostatné výroby tepla a elektřiny. Kogenerace výrazně snižuje celkové množství emisí CO, SO₂, NO_x, prachu, ale i CO₂ a to hlavně v oblasti spotřeby PEZ a plynofikací výroby elektřiny. V Tab. č. 2. je znázorněný stav emisí při použití hnědého energetického uhlí ve srovnání s emisemi zemního plynu. [1]

Tab. č. 2. Emitující látky při výrobě z hnědého uhlí a zemního plynu [5]

Emitující látka	Hnědé energetické uhlí (elektrárna)	Zemní plyn (kogenerace, výtopna)
Tuhé částice	0,23	-
SO ₂	0,41	-
NO _x	0,60	0,07
CO	0,05	0,03

Poznámka: Emisní koeficienty m_x (kg/GJ)

Pro výpočet úspor se vychází ze vzorce č. (11), který je obecný a bere v potaz i rozdíly v účinnostech KJ a náhradních výtopen:

$$\frac{M_x}{Q_s} = \left(\frac{m_x^{výt}}{\eta_{výt}} - \frac{m_x^{kj}}{\eta_{kj}} \right) + el \left(\frac{m_x^{el}}{\eta_{el}} - \frac{m_x^{kj}}{\eta_{kj}} \right) \quad (11)$$

Kde:

M [kg]	snížení emise příslušné látky
m [kg/GJ]	velikost emisí látky, která vznikla spálením paliva
x	index, vyjadřující druh emitující látky
výt	index, vyjadřující vztah k výtopně
kj	index, vyjadřující vztah ke kogenerační jednotce
el	index, vyjadřující vztah ke kondenzační elektrárně [1]

2.5 Kogenerační jednotky a jejich rozdělení

V posledních dvaceti letech zaznamenal trh s KJ velký rozmach. Hlavním důvodem ovlivňující velký rozvoj KJ bylo opatření legislativy, které umožnilo investování, zřizování a provozování těchto jednotek. Nyní se na celosvětovém trhu objevuje široká škála kogeneračních zařízení a vyvíjejí se stále nové typy kogeneračních zařízení, které umožňují konkrétní instalování přesně dle nároků odběratelů a spotřebitelů dané energie.

Sestava kogeneračního zařízení:

- motor (pohonná jednotka),
- elektrický alternátor (spotřebitelská a veřejnou síť),
- kotel nebo výměník tepla s propojením na tepelnou rozvodnou síť,
- kontrolní a řídicí systém. [1]

Základní kámen KJ tvoří primární (pohonná) jednotka, od které se následně odvíjí typ kogenerační technologie a princip úspěšného chodu zařízení. Kogenerační technologie dělíme dle různých kritérií.

Podle pohonné jednotky:

- parní turbína,
- spalovací turbína,
- spalovací motory (vznětové, zážehové),
- paroplynová zařízení.

Nové typy pohonných jednotek:

- mikroturbína,
- Stirlingův motor,
- zařízení využívající organický cyklus, takzvaně (ORC),
- systém Talbott,
- parní motor.

Zcela unikátní princip kogenerační jednotky:

- palivové články.

Ostatní technologie rozšiřující možnost použití:

- tepelná čerpadla,
- absorpční chladicí zařízení.

V oblasti výroby a dodávky tepla jsou kogenerační zdroje rozděleny na:

- kogenerační jednotky vlastněné fyzickými osobami,
- průmyslové (závodní) tepelné centrály,
- veřejné tepelné centrály. [1]

Rozdělení podle primárního paliva, s kterým pracuje:

- neobnovitelnými zdroji,
- obnovitelnými zdroji.

Podle přiváděného skupenství paliva:

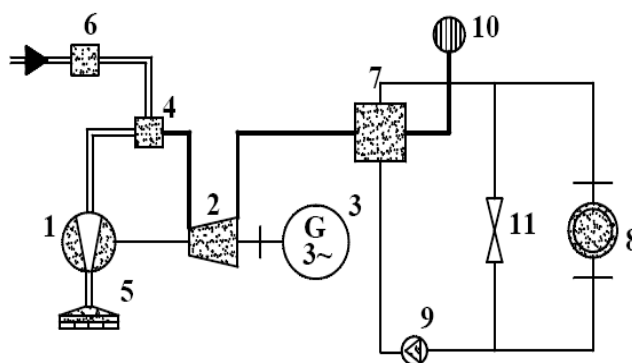
- pevné,
- kapalné,
- plynné. [3]

2.6 Typy kogeneračních jednotek

2.6.1 Kogenerační jednotky se spalovacími turbínami

KJ se spalovací turbínou používají zpravidla malé spalovací turbíny o průměrném výkonu kolem 100 až 1000 kW. Tepelná schémata se velmi podobají paroplynovým schématům. Spalinový kotel dodává teplo, namísto parní turbíny, rovnou do tepelných spotřebičů a dodává ho v podobě páry nebo horké vody. Vše záleží na ročním využití diagramu trvání spotřeby tepla. [1], [2]

Spalovací turbíny malých výkonů jsou většinou jednohřídelové stroje, které pohání elektrické generátory přes planetovou převodovku. Výsledná účinnost teplárny s KJ s malou spalovací turbínou se nachází mezi 85 % až 88 %, záleží především na parametrech dodaného tepla. Používají se například pro výrobu páry s přitápěním nebo bez přitápění. Další možností je výroba horké nebo teplé vody. [2]



1 vzduchový kompresor; 2 plynová turbína; 3 elektrický generátor; 4 spalovací komora; 5 sací filtr a tlumič hluku;
6 regulační stanice plynu; 7 horkovodní kotel na odpadní teplo; 8 spotřebitelé tepla; 9 oběhové čerpadlo;
10 výfukový trakt spalin; 11 recirkulační armatura

Obr. č. 2. Kogenerační jednotka se spalovací turbínou [2]

KJ se spalovací turbínou a jejich charakteristické znaky

Klady:

- rychlá změna výkonu a najiždění do provozu,
- dodávka v jakékoliv formě tepla,
- značně velká spolehlivost, minimální odstávky,
- nízká spotřeba vody,
- malé investiční náklady,
- poměrně krátká doba výstavby.

Zápory:

- potřeba kvalitního paliva (ZP, kapalná paliva),
- při velkém kmitočtu vysoká hladina hluku,
- menší účinnost než KJ se spalovacím motorem. [2]

2.6.2 Kogenerační jednotky s malými parními turbínami

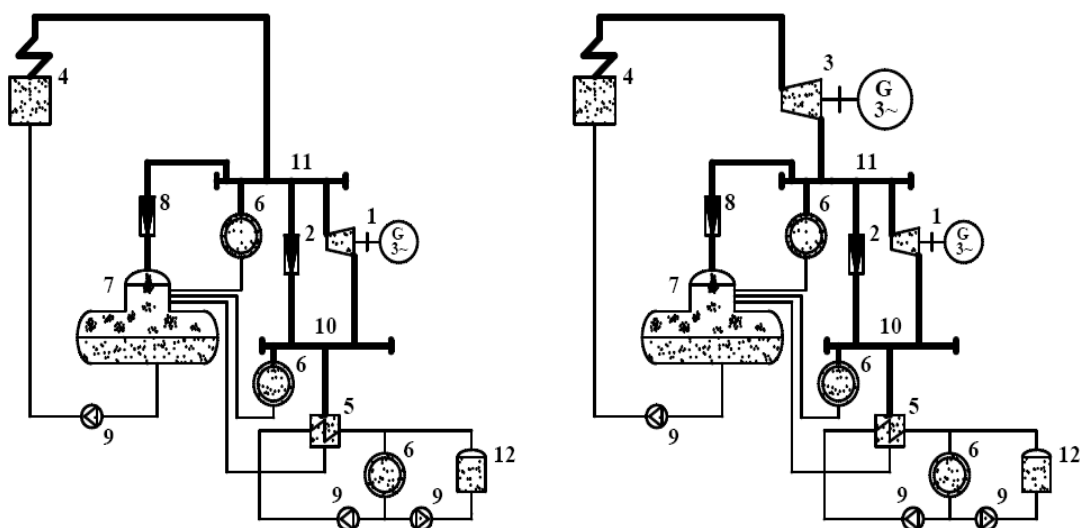
Parní turbína je nejstarší používanou pohonnou jednotkou v KJ. Parní turbíny jsou méně výhodné, než v případě jiných kogeneračních zařízení. Přesto i v současné době nachází parní turbíny malého výkonu své uplatnění. Používají se následující druhy turbín:

- protitlakové,
- protitlakové s jedním regulovaným odběrem páry,

- kondenzační s jedním regulovaným odběrem páry. [2]

Produkce mechanické energie, která dále pohání generátor na výrobu elektřiny, se uskutečňuje pomocí turbíny, kterou roztáčí vysokotlaká pára vycházející z kotle. Vstupní pára turbíny o malém jmenovitém výkonu asi 10 MW dosahuje hodnot teploty do 480 °C a tlaku do 6 MPa. Tlak odběrové páry se pohybuje v rozmezí 0,05 MPa až 1,2 MPa. [2]

Nová aplikace parních turbín malého výkonu umožňuje instalaci parních turbín paralelně k redukčním stanicím. Spotřebiče nevyžadují tlak páry dosahující výstupnímu tlaku z kotle, a proto je před ně řazena škrtící armatura. Ta následně sníží tlak páry na hladinu, kterou tepelný spotřebič vyžaduje. Parní protitlaková turbína, která pohání elektrický alternátor, nahradí škrtící armaturu a přebírá za ni úkol. Poté sníží tlak páry na přijatelnou hodnotu a navíc vyrobí ve velkém množství elektrickou energii po stránce termodynamiky. [2]



1 turbína (náhrada za redukční armaturu); 2 špičková redukční stanice; 3 VT parní turbína; 4 parní kotel; 5 výměník tepla; 6 spotřebitel; 7 napájecí nádrž s odplyňovačem; 8 redukční armatura; 9 čerpadlo; 10 NT parní síť; 11 VT parní síť; 12 horkovodní akumulátor

Obr. č. 3. Paralelní zapojení parní turbíny k redukční stanici [2]

Parní turbíny v KJ a jejich charakteristické znaky

Klady:

- použití paliva,
- teplo dodáváno v libovolné formě (VT i NT pára, horká voda),
- dlouhodobá životnost,

- rozsáhlá míra výkonů,
- schopnost nákupu turbíny s parametry vyžadovanými investorem.

Zápory:

- zdlouhavé najetí a změna výkonu,
- složité zařízení s řadou pomocných komponentů,
- vysoké investiční náklady,
- velké požadavky na prostor realizace KJ,
- nedostatečný poměr elektrické k tepelné energii. [1]

2.6.3 Kogenerační jednotky s parními motory

Mezi hlavní prvky objemového parního stroje patří motor (pohání generátor), válce, písty a šoupátkový rozvod. Všechny tyto komponenty jsou konstruovány na společné základně neboli rámu, který zabraňuje mazacímu oleji znečištění páry. Parní motory jsou limitované vstupním tlakem do 1,5 MPa a teplota páry na vstupu dosahuje max. 210 °C. Nejznámějším výrobcem, který se zabývá rozvojem parních motorů v ČR je Poděbradská firma PolyComp a. s., která navrhla a zkonstruovala tři řady parních motorů. První kategorií jsou parní motory do 22 kW, do druhé kategorie patří motory s výkonem do 45 kW a do třetí kategorie spadají motory s výkonem do 75 kW. Na Obr. č. 4 je znázorněna montáž a usazení na rámu agregátu parního motoru a generátoru. Firma PolyComp a. s. stále inovuje své parní motory, a to hlavně ve zvýšení výkonu a v oblasti delší životnosti daných motorů. [1], [11]

Klady kogeneračních jednotek s parními motory

Klady oproti parní turbíně:

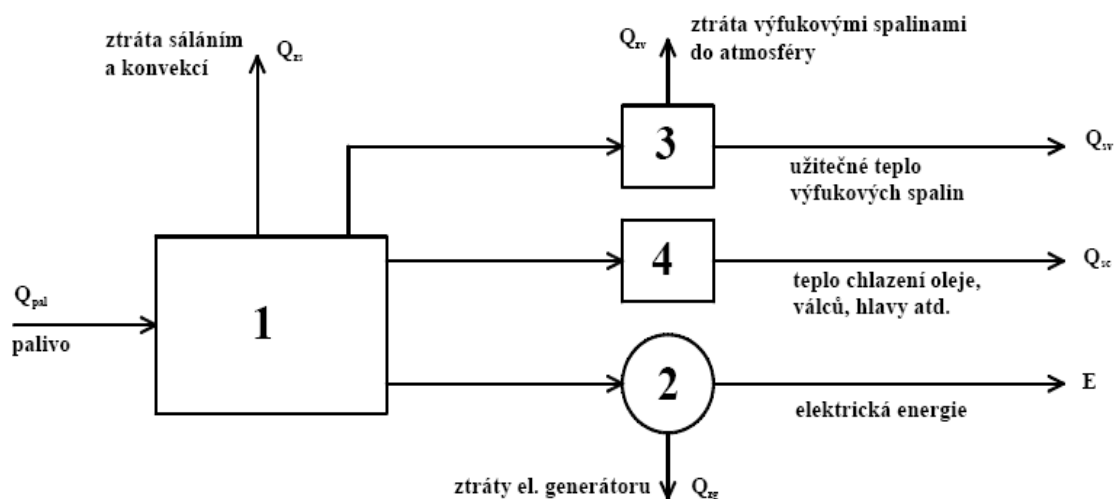
- oproti parním turbínám může pracovat s menším množstvím páry při vysokém tlakovém spádu,
- bezobslužný provoz,
- stačí pouze sytá pára pro provoz,
- průměrné investiční náklady,
- malé požadavky na prostor.



Obr. č. 4. Parní motor s generátorem firmy PolyComp a.s. [1]

2.6.4 Kogenerační jednotky s plynovými spalovacími motory

Tento tepelný stroj je velice vhodným zařízením k následné výrobě tepla a elektrické energie. Při ISO podmínkách se tepelná účinnost motoru vztažená na spojku pohybuje mezi 25 % až 42 %. Jedná se vesměs o prosté mobilní motory vznětové a zážehové. Nevýhodou motorů je příliš vysoká cena za palivo, tedy benzín a naftu. Z toho důvodu se motory upravují pro spalování plyných paliv, především zemního plynu. [1], [2]



1 plynový spalovací motor; 2 elektrický generátor; 3 výměník tepla spaliny-topná voda;
4 výměník tepla primární chladící voda-topná voda

Obr. č. 5. Schéma kogenerační jednotky a její toky energií se spalovacím motorem [2]

Motory o výkonu do pár desítek kW, jsou většinou modifikované zážehové automobilové motory. Modifikace spočívá nejčastěji ve výměně karburátoru za směšovací mechanismus, ve kterém se tvoří směs zemního plynu a vzduchu. Účinnost na spojení nepřesahuje 30 %. Všechny díly (motor, elektrický generátor, výměníky tepla) a další potřebné části KJ jsou zabudovány do protihlukové kompaktní skříně. Plynová trať obsahuje normované regulační, uzavírací a ochranné elementy a ta se podle norem připojí k plynovému potrubí, kterým je přiváděn zemní plyn. Výfuk spalin se realizuje vhodným výfukovým potrubím, které je vyvedeno do atmosféry. Připouští se zaústění více než jednoho výfukového potrubí do jednoho komínového potrubí. Dále je KJ vybavena potrubím topné vody, eventuálně přídavným oběhovým čerpadlem. Nedílnou součástí je řídicí systémový panel s ovládacími prvky. Všechny výše uvedené komponenty jsou zabudovány do kontejnerové skříně KJ. [2]

Základní dělení spalovacích motorů se většinou provádí podle:

- funkce zapalování paliva (vznětové a zážehové),
- druhu paliva,
- počtu pohybů (dvoutaktní, čtyřtaktní),
- řazení válců a jejich počtu,
- funkce úpravy paliva,
- hřídele a jejího otáčení.

Podle rychlosti otáček hřídele:

- rychloběžné (55 – 275 [ot/min.]),
- střední otáčení hřídele (276 – 1000 [ot/min.]),
- pomaluběžné (1001 – 3600 [ot/min.]). [3]

U spalovacích motorů, které jsou zabudovány do KJ, se elektrický výkon pohybuje mezi hodnotami od 10 kW do 5MW a není zde vymezená horní hranice použití větších výkonů. Vyrobené teplo se realizuje ve formách páry o malých parametrech nebo pomocí horké vody, dokonce i v klimatizaci či chlazení. Teplo se u spalovacích motorů odebírá hlavně z výfukových spalin, chladicí vody, mazacího oleje a chlazení kompresoru.

Přibližná teplota, která vychází z motoru ve formě spalin, dosahuje standardní teploty mezi 450 – 650 °C. Regenerace odváděného tepla se pohybuje v rozmezí 70 – 80 %. [3]

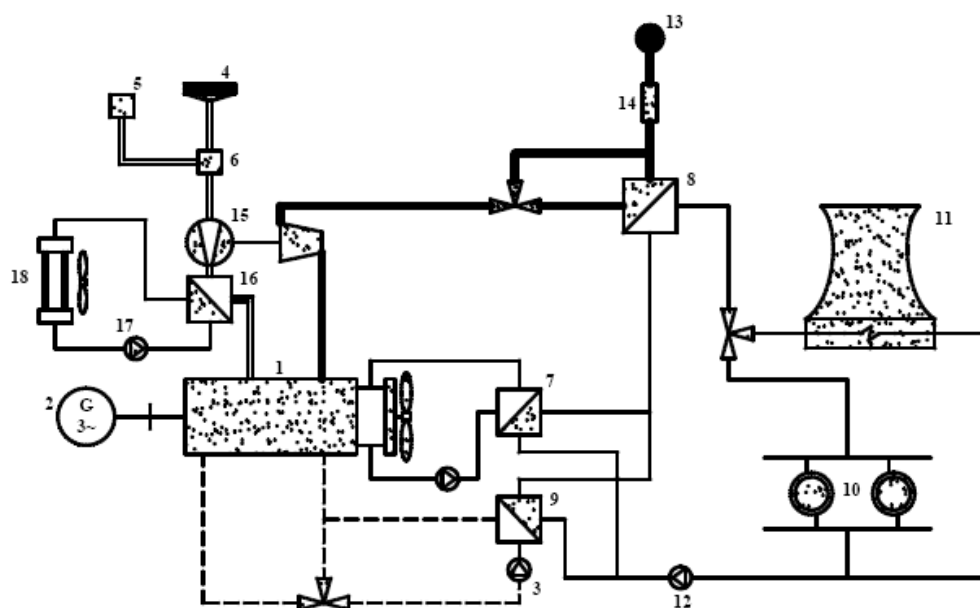
Spalovací motory v KJ a jejich charakteristické znaky

Klady:

- poměrně malé investiční náklady malých jednotek,
- rozsáhlý výkon,
- použití v ostrovním provozu,
- rychlé najíždění do provozu,
- schopnost práce s nízkými tlaky plynu,
- opravy schopné realizovat přímo na místě.

Zápory:

- poměrně vysoké výdaje na údržbu,
- vysoké hodnoty nízkofrekvenčního hluku. [3]



1 plynový spalovací motor; 2 elektrický generátor; 3 olejové čerpadlo; 4 sací filtr a tlumič hluku; 5 regulační stanice plynu; 6 směšovač; 7 chladič motoru; 8 výměník tepla spaliny-voda; 9 chladič oleje; 10 spotřebiče tepla; 11 venkovní chladič; 12 oběhové čerpadlo; 13 výfukový trakt; 14 katalyzátor; 15 turbodmychadlo; 16 chladič směsi; 17 čerpadlo; 18 venkovní chladič směsi

Obr. č. 6. Kogenerační jednotky se spalovacím motorem a turbodmychadlem spalující plyn [2]

2.7 Využití kogenerační jednotky se spalovacím motorem

V dnešní době spalovací motory KJ nabízejí obšírné uplatnění. Pro lepší představivost uplatnění KJ jsou níže vypsány konkrétní místa, kde lze KJ instalovat. Celá následující kapitola je zpracována podle těchto literárních zdrojů: [1], [2], [3]

2.7.1 Hotely a penziony

KJ lze využít v hotelech a penzionech o minimální kapacitě 50 lůžek s velkou spotřebou tepla pro klimatizaci, vytápění a teplou užitkovou vodu. Používají se KJ o elektrickém výkonu kolem 15 kW až 80 kW. Z ekonomického hlediska je KJ se spalovacím motorem pro tyto objekty velice výhodná.

2.7.2 Internáty a koleje vysokých škol

Během školního roku jsou internáty a vysokoškolské koleje využívány studenty v hojném počtu, proto je zde vhodné pořízení KJ se spalovacím motorem. Jedinou nevýhodou je však období prázdnin, kdy ubytovací kapacita není zcela naplněna a KJ je téměř nevyužívaná.

2.7.3 Nemocnice

V nemocnicích je kladen vysoký nárok na potřebu tepla a elektrické energie. Velká výhoda nemocnic je, že poměrně rovnoměrně přijímá během celého dne tepelnou a elektrickou energii. Rozdíly spotřeby energie mezi pracovními dny a víkendy/svátky jsou v nemocnici zanedbatelné, proto je i zde vhodné zařazení KJ se spalovacím motorem. Elektrickou energii, kterou KJ se spalovacím motorem vyprodukuje, plně pokryje vlastní potřeby dané nemocnice.

2.7.4 Administrativní budovy a školy

V administrativních budovách a školách je celoroční potřeba tepla k ohřevu teplé užitkové vody (dále jen TUV) je malá, avšak potřeba elektřiny je vysoká. KJ se spalovacím motorem v administrativních budovách je nevyužitá nebo jen částečně využita přes víkendy a státní svátky. U škol je ještě navíc omezen provoz v období prázdnin. Na základě těchto poznatků je nutné vypracovat důslednou technicko-ekonomickou analýzu, zda je vhodné KJ se spalovacím motorem do těchto budov pořizovat.

2.7.5 Obchodní domy

Obchodní domy se jeví, jako nejvhodnější pro instalaci a celoroční provoz KJ se spalovacími motory. Obchodní domy spotřebovávají velké množství elektřiny pro pohon ventilace, klimatizace a osvětlení, dále čerpají podstatnou část tepla k chodu klimatizace a k samotnému vytápění.

2.7.6 Průmyslové podniky

KJ se spalovacím motorem lze využívat nejlépe v třísměnném provozu, společně s paralelním zapojením kogeneračního zařízení s plynovým kotlem nebo do série jako přehřev otopné vody. Další využití se nachází v přehřevu napájecí vody parních kotlů v parních systémech dodávky tepla.

2.7.7 Rekreační střediska a plovárny

Rekreační střediska a plovárny potřebují během celého roku vysoké množství tepla a elektřiny – průměrně 14 hodin denně. Nejvíce se potřeba elektrické energie projevuje u pohonu čerpadel, dmychadel, osvětlení či sauny. Vyprodukovanou energii tepla můžeme zužítkovat například pro vytápění, ventilaci, ohřev TUV a vody v bazénu. I zde se doporučuje provést důkladnou technicko-ekonomickou analýzu.

2.7.8 Komunální výtopny

Komunální výtopny skrývají obrovský potenciál pro využití KJ se spalovacími motory. Dodávají teplo především do zastavěných oblastí v podobě horké nebo teplé vody. Produkce elektřiny se obvykle transportuje do veřejné sítě. Před uskutečněním pořízení a výstavby KJ musí být provedena svědomitá ekonomická analýza, pro určení počtu kogeneračních agregátů a jejich jmenovitých výkonů. Součinitel teplotnosti by neměl přesáhnout hodnotu 0,5.

2.7.9 Čistírny odpadních vod

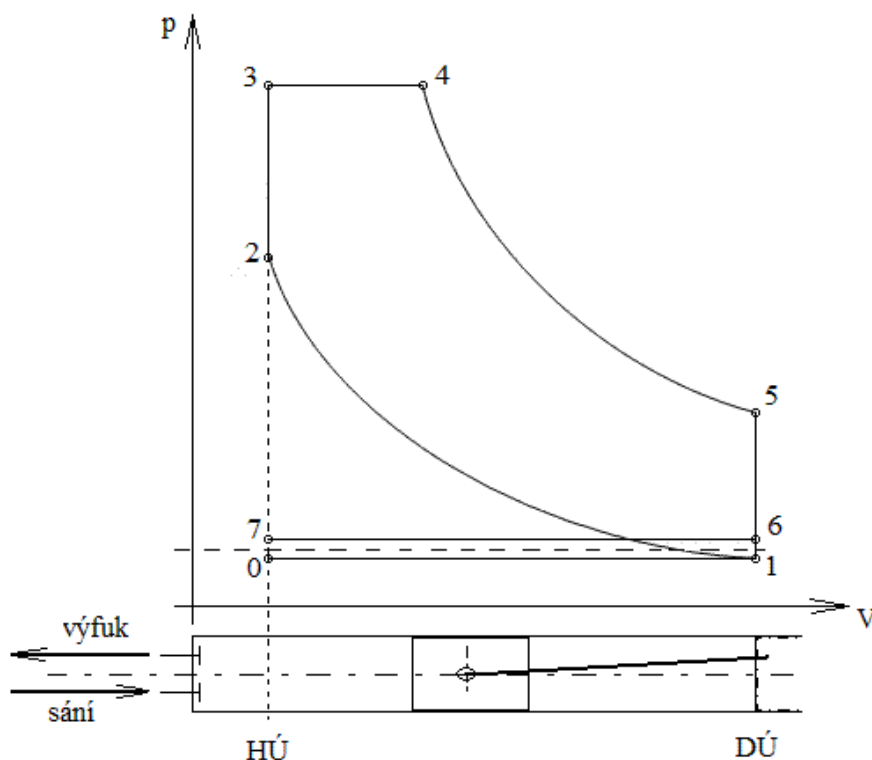
Princip KJ se spalovacím motorem v čistírnách odpadních vod spočívá ve spalování vedlejšího produktu z procesů čištění odpadních vod – kalový plyn. Vytvořená elektrická energie se využívá pro hybné síly čistírenských agregátů a teplo motoru slouží k sušení čistírenského kalu. Jde o uzavřený cyklus.

3 Návrh kogenerační jednotky

Kapitola je zpracována z následujících zdrojů: [4], [5], [7] a [8].

3.1 Idealizovaný oběh spalovacího motoru CAT

Oběh idealizovaného motoru se nejvíc přibližuje skutečnému spalovacímu motoru. Princip chodu oběhu spalovacího motoru, je dobře viditelný na Obr. č. 7. V první řadě, tedy z bodu 0 do bodu 1 probíhá nasátí pracovního média za předpokladu, že tlak v sání je menší a konstantní, než tlak atmosférický. Sací ventil otevře klapku v bodě 0 a zavře se v bodě 1. Následuje polytropická komprese s polytropickým odvodem tepla do bodu 2. Exponent $n_k = \text{konst.}$ za předpokladu, že $n_k < \kappa$. Za bodem 2 do bodu 4 probíhá děj zvaný hoření neboli spalování, a to při $V = \text{konst.}$ (body 2 – 3) a $p = \text{konst.}$ (body 3 – 4). Vše pokračuje s polytropickou expanzí ($n = \text{konst.}$) do bodu 5. Z bodu 5 – 6 se vyrovnávají tlaky při konstantním objemu. Konečnou fází je výfuk spalín při tlaku, který je vyšší než atmosférický, kdy výfukový ventil je otevřen v poloze 6. a zavře se v krajní poloze pístu v bodě 1. [4], [5],[7], [8]



Obr. č. 7. p – V diagram průběhu idealizovaného zážehového motoru

3.2 Zadané hodnoty spalovacího motoru

Tab. č. 3. Zadání hodnot pro výpočet

Hlavní rozměry:	Označení	Hodnota	Jednotka
Průměr pístu	D	0,170	[m]
Délka zdvihu	s	0,190	[m]
Otáčky	n	1 500	[1·min ⁻¹]
Kompresní poměr	ε	11	[1]
Počet válců	i	8	[1]
Další údaje:			
Výhřevnost paliva	Q _i	15 394,86	[kJ·m _N ⁻³]
Přebytek vzduchu	λ	1,8	[1]
Tlak v sání	p ₁	250	[kPa]
Teplota v sání	t ₁	60	[°C]
Tlak ve výfuku	p ₆	335	[kPa]
Objemová účinnost	η_v	0,96	[1]
Účinnost spalování	η_{sp}	0,95	[1]
Mechanická účinnost	η_m	0,90	[1]
Účinnost generátoru	η_g	0,90	[1]
Účinnost výměníku	$\eta_{vým}$	0,95	[1]
Stupeň vyhoření paliva při v=konst.	x	0,80	[1]
Podíl tepla, odvedeného chlazením	x _{chl}	0,30	[1]
Podíl tepla, odvedeného při p=konst.	x _s	0,15	[1]
Podíl tepla, odvedeného při výfuku	x _{výf}	0,20	[1]
Polytropický exponent komprese	n _k	1,3	[1]
Polytropický exponent expanze	n _e	1,3	[1]
Teoretické množství spalovacího vzduchu	V _{vz min}	3,895	[m _N ³ ·m _N ⁻³]
Teoretické množství spalin suchých	V _{sp min} ^s	4,035	[m _N ³ ·m _N ⁻³]

3.3 Postup výpočtu idealizovaného zážehového motoru

Výpočty jsou prováděny pro spalovací motor 500 CAT s elektrickým výkonem 500 kW a výrobou tepla pro horkovodní systém. Hlavní a vedlejší rozměry pro následující teoretický výpočet parametrů motoru, spalující v tomto případě skládkový plyn, jsou uvedené v Tab. č. 3. Parametry zážehového motoru spalující skládkový plyn jsou uvedeny v Tab. č. 4. Z tohoto prvkového složení byly vypočteny stechiometrické hodnoty skládkového plynu, které jsou znázorněny v Tab. č. 5. Koncentrace suchých a vlhkých spalin je uvedena v Tab. č. 6. Následně byly vypočteny náhradní funkce pro určení entalpií a měrných vnitřních energií spalin a vzduchu (12).

$$\begin{aligned}
 i_{sp} &= \cdot + \cdot \\
 u_{sp} &= \cdot + \cdot \cdot \\
 u_{vz} &= \cdot + \cdot \cdot
 \end{aligned}
 \tag{12}$$

Tab. č. 4. Procentuální složení skládkového plynu

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Metan	CH ₄	43	[%]
Oxid uhličitý	CO ₂	22	[%]
Dusík	N ₂	30,8	[%]
Kyslík	O ₂	4,2	[%]

Tab. č. 5. obsahuje stechiometrické výsledky a pomocné údaje skládkového plynu.

Tab. č. 5. Objemové složení a výhřevnost skládkového plynu

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Teoretické množství vzduchu	$V_{vz \min}$	3,895	[m _N ³ ·m _N ⁻³]
Skutečné množství vzduchu suchého	V_{vz}^s	7,011	[m _N ³ ·m _N ⁻³]
Teoretické množství spalin suchých	$V_{sp \min}^s$	4,035	[m _N ³ ·m _N ⁻³]
Teoretické množství spalin vlhkých	$V_{sp \min}^v$	4,895	[m _N ³ ·m _N ⁻³]
Skutečné množství spalin suchých	V_{sp}^s	7,151	[m _N ³ ·m _N ⁻³]
Skutečné množství spalin vlhkých	V_{sp}^v	8,221	[m _N ³ ·m _N ⁻³]
Výhřevnost	Q_i	15 394,86	[kJ·m _N ⁻³]

Tab. č. 6. Koncentrace suchých a vlhkých spalin

Koncentrace suchých spalin			
Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Koncentrace oxidu uhličitého	ω_{CO_2}	9,09	[%]
Koncentrace kyslíku	ω_{O_2}	9,145	[%]
Koncentrace dusíku	ω_{N_2}	81,765	[%]
Koncentrace vlhkých spalin			
Koncentrace oxidu uhličitého	ω_{CO_2}	7,906	[%]
Koncentrace kyslíku	ω_{O_2}	7,955	[%]
Koncentrace dusíku	ω_{N_2}	71,123	[%]
Koncentrace vody	ω_{H_2O}	13,015	[%]

3.3.1 Objemy válců

Zdvihový objem válce:

$$V_z = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot L \cdot \eta = \frac{\pi}{4} \cdot 0,15^2 \cdot 0,15 \cdot 0,95 = 0,0016 \text{ m}^3 \quad (13)$$

Objem pracovního prostoru s pístem v horní úvrati:

$$V_2 = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot (L - s) \cdot \eta = \frac{\pi}{4} \cdot 0,15^2 \cdot (0,15 - 0,01) \cdot 0,95 = 0,0014 \text{ m}^3 \quad (14)$$

Objem pracovního prostoru s pístem v dolní úvrati:

$$V_1 = V_2 + V_z = 0,0014 + 0,0016 = 0,003 \text{ m}^3 \quad (15)$$

3.3.2 Polytropická komprese

Tlak na konci komprese v bodě 2:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\frac{1}{n}} = 101325 \cdot \left(\frac{0,003}{0,0014} \right)^{\frac{1}{1,2}} = 150000 \text{ Pa} \quad (16)$$

Teplota na konci komprese v bodě 2:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 300 \cdot \left(\frac{0,003}{0,0014} \right)^{\frac{1,2-1}{1,2}} = 350 \text{ K}$$

$$t_2 = T_2 - 273 = 350 - 273 = 77 \text{ °C} \quad (17)$$

Množství spalovacího vzduchu:

$$V_{vz}^+ = \frac{V_{pl}^+}{\lambda_n} = \frac{0,350}{11,325} = 0,0309 \text{ m}^3$$

$$V_{vz}^+ = \left[\frac{0,350}{11,325} \right]$$
(18)

3.3.3 Hoření (spalování) za konstantního objemu

Teoretické množství nasátého paliva na jeden cyklus v jednom válci pro ideální cyklus:

$$V_{pli}^+ = \frac{V_{pl}^+}{1 + \frac{V_{vz}^+}{V_{pl}^+}} = \frac{0,350}{1 + \frac{0,0309}{0,350}} = 0,333,15 \text{ m}^3$$

$$V_{pli}^+ = \left[\frac{0,350}{1 + \frac{0,0309}{0,350}} \right]$$
(19)

Pro idealizovaný cyklus:

$$V_{pl}^+ = \frac{V_{pl}^+}{1 + \frac{V_{vz}^+}{V_{pl}^+}} = \frac{0,350}{1 + \frac{0,0309}{0,350}} = 0,333,15 \text{ m}^3$$

$$V_{pl}^+ = \left[\frac{0,350}{1 + \frac{0,0309}{0,350}} \right]$$
(20)

Množství spalín na 1 cyklus:

$$V_{sp \text{ cykl}} = \frac{V_{pl}^+}{\lambda_n} = \frac{0,333,15}{11,325} = 0,0294 \text{ m}^3$$

$$V_{sp \text{ cykl}} = \left[\frac{0,333,15}{11,325} \right]$$
(21)

Měrná vnitřní energie vzduchu v bodě 2:

$$u = u_{O_2} + u_{N_2}$$

$$u_2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_{O_2}}{m_{O_2} + m_{N_2}} + \frac{1}{2} \cdot \frac{m_{N_2}}{m_{O_2} + m_{N_2}}$$

$$u_2 = \left[\frac{1}{2} \cdot \frac{m_{O_2}}{m_{O_2} + m_{N_2}} + \frac{1}{2} \cdot \frac{m_{N_2}}{m_{O_2} + m_{N_2}} \right]$$
(22)

Vnitřní energie v bodě 2:

$$U_2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_{O_2}}{m_{O_2} + m_{N_2}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_{O_2}}{m_{O_2} + m_{N_2}}$$

$$U_2 = \left[\frac{1}{2} \cdot \frac{m_{O_2}}{m_{O_2} + m_{N_2}} \right]$$
(23)

Množství tepla uvolněného spálením části paliva při izochorickém přívodu tepla:

$$Q_{23} = \dots = \dots \quad (24)$$

$$Q_{23} = \dots \quad]$$

Vnitřní energie v bodě 3:

$$U_3 = \dots + \dots = \dots + \dots \quad (25)$$

$$U_3 = \dots \quad]$$

Měrná vnitřní energie v bodě 3:

$$u_3 = \frac{U_3}{V_{sp\,cykl}} = \frac{15,2}{1,4/3} \quad (26)$$

$$u_3 = \dots \quad]$$

Teplota v bodě 3:

$$t_3 = \frac{\dots + \dots}{2 \cdot \dots} \quad (27)$$

$$t_3 = \frac{\dots + \dots}{2 \cdot \dots} \quad (27)$$

$$t_3 = \dots^\circ$$

$$T_3 = \dots \text{ K}$$

Tlak v bodě 3:

$$p_3 = \frac{\dots}{V_2} = \frac{6125}{0,004} \quad (28)$$

$$p_3 = 1531250 \text{ Pa}$$

Objem v bodě 3:

$$V_3 = \dots = \dots \quad] \quad (29)$$

3.3.4 Hoření za konstantního tlaku

Množství tepla uvolněného spálením zbytku paliva:

$$Q_{34} = \dots = \dots \quad (30)$$

$$Q_{34} = \dots \quad]$$

Množství tepla odvedeného chlazením:

$$\begin{aligned} Q_{chl\ 34} &= \dots \cdot \dots \cdot \dots \\ Q_{chl\ 34} &= \dots \cdot \dots \\ Q_{chl\ 34} &= \dots \quad \left[\dots \right] \end{aligned} \quad (31)$$

Měrná entalpie spalin v bodě 3:

$$\begin{aligned} i_3 &= \dots \cdot \dots + \dots \cdot \dots \\ i_3 &= \dots \cdot \dots + \dots \cdot \dots \\ i_3 &= \dots \quad \left[\dots \right] \end{aligned} \quad (32)$$

Entalpie v bodě 3:

$$\begin{aligned} I_3 &= \dots \cdot \dots = \dots \cdot \dots \\ I_3 &= \dots \quad \left[\dots \right] \end{aligned} \quad (33)$$

Entalpie v bodě 4:

$$\begin{aligned} I_4 &= \dots + \dots - \dots \\ I_4 &= \dots + \dots - \dots \\ I_4 &= \dots \quad \left[\dots \right] \end{aligned} \quad (34)$$

Měrná entalpie v bodě 4:

$$\begin{aligned} i_4 &= \frac{I}{V_{sp\ cykl}} = \frac{21,57}{1,415} = \dots \\ i_4 &= \dots \quad \left[\dots \right] \end{aligned} \quad (35)$$

Teplota v bodě 4:

$$\begin{aligned} i_4 &= \dots \cdot \dots + \dots \cdot \dots \\ t_4 &= \frac{\dots + \dots \cdot \dots}{2 \cdot \dots} \\ t_4 &= \frac{\dots + \dots + \dots \cdot \dots}{2 \cdot \dots} = \frac{\dots}{2 \cdot \dots} = \frac{\dots}{1692} \\ t_4 &= \dots \quad ^\circ \\ T_4 &= \dots \quad K \end{aligned} \quad (36)$$

Tlak v bodě 4:

$$p_4 = p_3 = 189 \text{ Pa} \quad (37)$$

3.3.5 Polytropická expanze

Objem v bodě 4:

$$V_4 = V_3 = \frac{m \cdot R \cdot T_3}{p_3} = \frac{18/3,87}{189} \quad (38)$$

$$V_4 = \dots \text{ []}$$

Objem v bodě 5:

$$V_5 = V_4 = \dots \text{ []} \quad (39)$$

Teplota v bodě 5:

$$T_5 = \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \cdot \left(\frac{V_5}{V_4} \right)^{\gamma-1} = \dots \quad (40)$$

$$T_5 = \dots \text{ K}$$

$$t_5 = \dots \text{ }^\circ$$

Tlak v bodě 5:

$$p_5 = \left(\frac{V_5}{V_4} \right)^{\gamma} \cdot p_4 = \dots \quad (41)$$

$$p_5 = \dots \text{ Pa}$$

Měrná entalpie v bodě 5:

$$i_5 = i_{f,5} + x_5 \cdot i_{g,5} = \dots \quad (42)$$

$$i_5 = \dots + \dots$$

$$i_5 = \dots + \dots$$

$$i_5 = \dots \text{ []}$$

Entalpie v bodě 5:

$$I_5 = m \cdot i_5 = \dots \quad (43)$$

$$I_5 = \dots \text{ []}$$

3.3.6 Výfuk spalín

Teplota v bodě 6:

$$T_6 = \frac{p_6}{p_0} \cdot T_0 - \frac{p_6}{p_0} \cdot T_0 + \frac{p_6}{p_0} \cdot T_0$$

$$T_6 = \frac{p_6}{p_0} \cdot T_0$$

$$t_6 = \frac{p_6}{p_0} \cdot T_0$$
(44)

Měrná entalpie v bodě 6:

$$i_6 = \frac{p_6}{p_0} \cdot i_0 + \frac{p_6}{p_0} \cdot i_0$$

$$i_6 = \frac{p_6}{p_0} \cdot i_0 + \frac{p_6}{p_0} \cdot i_0$$

$$i_6 = \frac{p_6}{p_0} \cdot i_0 + \frac{p_6}{p_0} \cdot i_0$$

$$i_6 = \frac{p_6}{p_0} \cdot i_0$$
(45)

Entalpie v bodě 6:

$$I_6 = \frac{p_6}{p_0} \cdot I_0 = \frac{p_6}{p_0} \cdot I_0$$

$$I_6 = \frac{p_6}{p_0} \cdot I_0$$
(46)

Teplo odvedené chlazením při změně z bodu 6 do bodu 7:

$$Q_{chl\ 67} = \frac{p_6}{p_0} \cdot Q_{chl\ 67} = \frac{p_6}{p_0} \cdot Q_{chl\ 67}$$

$$Q_{chl\ 67} = \frac{p_6}{p_0} \cdot Q_{chl\ 67}$$

$$Q_{chl\ 67} = \frac{p_6}{p_0} \cdot Q_{chl\ 67}$$
(47)

Entalpie v bodě 7:

$$I_7 = \frac{p_7}{p_0} \cdot I_0 - \frac{p_7}{p_0} \cdot I_0 = \frac{p_7}{p_0} \cdot I_0 - \frac{p_7}{p_0} \cdot I_0$$

$$I_7 = \frac{p_7}{p_0} \cdot I_0$$
(48)

Měrná entalpie v bodě 7:

$$i_7 = \frac{p_7}{p_0} \cdot i_0 = \frac{p_7}{p_0} \cdot i_0$$

$$i_7 = \frac{p_7}{p_0} \cdot i_0$$
(49)

Teplota v bodě 7:

$$\begin{aligned}
 t_7 &= \frac{t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6}{6} \\
 t_7 &= \frac{t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6}{6} \quad (50) \\
 t_7 &= \text{ } \\
 T_7 &= K
 \end{aligned}$$

Měrná entalpie spalin na konci výfuku v bodě 0:

$$\begin{aligned}
 i_0 &= i_{01} + i_{02} \\
 i_0 &= i_{01} + i_{02} \\
 i_0 &= i_{01} + i_{02} \\
 i_0 &= \left[\right] \quad (51)
 \end{aligned}$$

3.3.7 Výkon a práce motoru

Práce oběhu z bodu 0 – 1, při sání paliva:

$$\begin{aligned}
 A_{01} &= \int_{01} p \, dv \\
 A_{01} &= \int_{01} p \, dv \\
 A_{01} &= \left[\right] \quad (52)
 \end{aligned}$$

Práce oběhu z bodu 1 – 2, při polytropické kompresi:

$$\begin{aligned}
 A_{12} &= - \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{n_k - 1} \\
 A_{12} &= - \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{n_k - 1} \quad (53) \\
 A_{12} &= - \left[\right]
 \end{aligned}$$

Práce při hoření za konstantního objemu se nevykonává.

Práce oběhu z bodu 3 – 4, hoření s konstantním tlakem:

$$\begin{aligned}
 A_{34} &= \int_{34} p \, dv = p (v_4 - v_3) \\
 A_{34} &= \left[\right] \quad (54)
 \end{aligned}$$

Práce oběhu z bodu 4 – 5, při expanzi polytropické:

$$A_{45} = \frac{1}{n_e} \left[\frac{p_4}{\gamma} \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{1}{n_e}} - \frac{p_5}{\gamma} \right] \quad (55)$$

$$A_{45} = \left[\dots \right]$$

Práce oběhu z bodu 6 – 7, při výfuku izobarickém:

$$A_{67} = - \frac{1}{\gamma} \left(\frac{p_7}{p_6} \right) = - \dots \quad (56)$$

$$A_{67} = - \left[\dots \right]$$

Celková práce oběhu za 1 cyklus jednoho válce:

$$A_{id} = \dots + \dots + \dots + \dots + \dots$$

$$A_{id} = - \dots + \dots + \dots - \dots \quad (57)$$

$$A_{id} = \left[\dots \right]$$

Práce motoru za 1 cyklus s 8 válci:

$$A_{id8} = \dots = \dots^2 \quad (58)$$

$$A_{id8} = \left[\dots \right]$$

Indikovaný výkon 1 válce (idealizovaný výkon předaný na píst):

$$P_{id} = \dots \cdot \frac{1500}{2} = \dots \quad (59)$$

$$P_{id} = \dots \text{ } W$$

Skutečný indikovaný výkon celého motoru:

$$P_{ids} = \dots \cdot \frac{1500}{2} = \dots \quad (60)$$

$$P_{ids} = \dots \text{ } W$$

Efektivní výkon motoru (spojkový):

$$P_{ef} = \dots = \dots \quad (70)$$

$$P_{ef} = \dots,2 \text{ } W$$

3.3.8 Provozní parametry motoru

Součinitel izochorického nárůstu tlaku:

$$\lambda = \frac{p_1}{p_2} = \frac{15 \cdot 10^5 \cdot 989}{5 \cdot 646 \cdot 125} \quad (71)$$

$$\lambda =$$

Stupeň plnění:

$$\rho = \frac{V_1}{V_2} = \frac{4,72}{4,31} \quad (72)$$

$$\rho =$$

Celková spotřeba paliva motoru s 8 válci:

$$\dot{V}_{pl} = \frac{1500}{2} = \quad (73)$$

Skutečná spotřeba spalín ve výfuku:

$$\dot{V}_{sp} = \quad (74)$$

$$\dot{V}_{sp} = \quad (74)$$

$$\dot{V}_{sp} = \quad (74)$$

Tepelný příkon v palivu:

$$P_B = \quad (75)$$

$$P_B = 2,87 \text{ W} \quad (75)$$

Výkon ve spalínách (i_7 přepočteno na 150 °C):

$$P_{sp} = \quad (76)$$

$$P_{sp} = 0,96 \text{ W} \quad (76)$$

Výkon v chlazení:

$$P_{chl} = \quad (77)$$

$$P_{chl} = 2,86 \text{ W} \quad (77)$$

Tepelný výkon:

$$P_t = P_{\text{mech}} + P_{\text{el}} = 1,92 + 0,08 = 2,00 \text{ W}$$

$$P_t = 2,00 \text{ W}$$
(78)

Tepelná účinnost:

$$\eta_{\text{t}} = \frac{P_{\text{mech}}}{P_B} = \frac{0,15 \cdot 0,02 \cdot 0,2}{1,608 \cdot 162,81} = 0,00023$$

$$\eta_{\text{t}} = 0,023 \%$$
(79)

Elektrická účinnost:

$$\eta_{\text{el}} = \frac{P_{\text{el}}}{P_B} = \frac{P_{\text{el}}}{P_B} = \frac{0,08 \cdot 0,02 \cdot 0,2}{1,608 \cdot 162,81} = 0,00023$$

$$\eta_{\text{el}} = 0,023 \%$$
(80)

Celková účinnost:

$$\eta_{\text{cel}} = \eta_{\text{t}} + \eta_{\text{el}} = 0,023 + 0,023 = 0,046$$

$$\eta_{\text{cel}} = 4,6 \%$$
(81)

Měrný efektivní, specifický výkon:

$$\sigma = \frac{P_{\text{mech}}}{V \cdot \rho} = \frac{0,15 \cdot 0,02 \cdot 0,2}{56 \cdot 10^{-6} \cdot 1000} = 0,5357$$

$$\sigma = 0,5357 \text{ [W/m}^3\text{]}$$
(82)

Měrná efektivní spotřeba paliva:

$$\mu_{\text{el}} = \frac{P_{\text{el}}}{P_{\text{ef}}} = \frac{0,08}{145,0632} = 0,00055$$

$$\mu_{\text{el}} = 0,00055 \text{ [kg/kWh]}$$
(83)

Střední efektivní tlak:

$$p_{\text{ef}} = \frac{P_{\text{mech}}}{V \cdot \rho} = \frac{0,15 \cdot 0,02 \cdot 0,2}{56 \cdot 10^{-6} \cdot 1000} = 0,5357$$

$$p_{\text{ef}} = 0,5357 \text{ Pa}$$
(84)

Tab. č. 7. Parametry spalovacího motoru

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Tepelný výkon	P_t	815,9	[kW]
Tepelný příkon paliva	P_B	1 608,8	[kW]
Tepelná účinnost	η_t	50,72	[%]
Elektrický výkon	P_{el}	745,1	[kW]
Elektrická účinnost	η_{el}	41,68	[%]
Celková účinnost	η_c	92,4	[%]
Měrná efektivní spotřeba paliva	μ_B	0,505	$[m_N^{-3} \cdot kWh^{-1}]$
Střední efektivní tlak	p_{ef}	1,73	[MPa]
Stupeň plnění	ρ	1,095	[1]
Součinitel izoch. nárůstu tlaku	λ_p	2,74	[1]

3.3.9 Tepelná bilance motoru

Teplo, které se ztrácí chemickým nedopalem se nebere v úvahu:

$$Q_{ch} = \dots \quad (85)$$

Teplo, které se odvede olejem:

$$Q_{ol} = \dots \quad (86)$$

Teplo, které se odvede s výfukovými plyny:

$$Q_{vyf} = \dots \quad (87)$$

Teplo, které je odvedeno chlazením a bilanční rozdíl:

$$Q_{chl} = \dots \quad (88)$$

3.3.10 Tepelná bilance výměníků

Na základě podmínky hmotnostního průtoku vody ve výměnících plyne vzorec pro výpočet tepelné bilance výměníků. Teoreticky by mělo platit, že výměník spaliny – voda bude ohřívat vodu z 90 °C na 110 °C a výměník voda – voda bude zahřívat vodu ze 70 °C na 90 °C. Aby platila podmínka, která je znázorněna ve vzorci č. (89), byla upravena teplota vstupu a výstupu ve výměnících pomocí programu MS EXCEL následovně:

$$\dot{m} \cdot c_{p,v} \cdot (t_{v2}^{sp} - t_{v1}^{sp}) = \dot{m} \cdot c_{p,v} \cdot (t_{v1}^{chl} - t_{v2}^{chl}) \quad (89)$$

Výměník spaliny – voda:

Teplota na vstupu $t_{v2}^{sp} =$ ° a na výstupu $t_{v1}^{sp} =$ ° .

$$\dot{m} \cdot c_{p,v} \cdot (t_{v2}^{sp} - t_{v1}^{sp}) = 180 \cdot \frac{276 - 240}{96} \quad (90)$$

$$\dot{m} \cdot [\quad]$$

Výměník voda – voda

Teplota na vstupu $t_{v2}^{chl} =$ ° a na výstupu $t_{v1}^{chl} =$ ° .

$$\dot{m} \cdot c_{p,v} \cdot (t_{v2}^{chl} - t_{v1}^{chl}) = 180 \cdot \frac{100 - 60}{96} \quad (91)$$

$$\dot{m} \cdot [\quad]$$

Z výše uvedených vzorců je patrné, že hmotnostní průtoky vody se rovnají, čili podmínka bilance vyhovuje a teploty ve výměnících jsou správně navrženy.

4 Technicko-ekonomické zhodnocení studie a porovnání se současným stavem

V kapitole je uvedena technicko-ekonomická analýza, která hodnotí stav před a po realizaci projektu. Do stavu před realizací jsou zahrnuty náklady za cenu elektřiny a tepla, které se vykupují od různých dodavatelů. Náklady se následně porovnají se stavem po uskutečnění projektu. Do nákladů po realizaci se zahrnují všechny přímé a nepřímé náklady. Celá tato kapitola je zpracována ze zdrojů [3] a [6].

4.1 Výpočet současných nákladů kogenerační jednotky

4.1.1 Náklady na tepelnou energii

Množství tepelné energie odebrané za rok:

$$M_t = \dots \quad \text{[...]} \quad (92)$$

$$M_t = \dots = \text{[...]}$$

Náklady na tepelnou energii:

Pro výpočet je stanovena cena 330 Kč za 1GJ tepla.

$$N_t = \dots = \dots \quad (93)$$

$$N_t = \text{[...]}$$

4.1.2 Náklady spojené s elektrickou energií

Pro výpočet platby za elektrickou energii byl zvolen tarif Standart firmy ČEZ, produktové řady – Firmy, který koresponduje s distribuční sazbou C02d. [15]

Platba stálá:

Měsíční pevná cena: $C_{pev} =$

Cena za rezervovaný příkon: $C_{rez} =$ ¤

Stálá cena za rok:

$$C_{st} = \dots + \dots = \dots + \dots$$

$$C_{st} = \dots \text{ Kč}$$
(94)

Platby za spotřebu 1MWh elektřiny:

Tab. č. 8. Souhrn jednotlivých plateb za spotřebovanou 1 MWh elektřiny

Platby	Bez DPH [Kč/MWh]	s DPH [Kč/MWh]
Činnost zúčtování OTE	6,75	8,1
Podpora výkupu elektřiny	419,22	503,06
Systémové služby	144	172,8
Silová elektřina	1 821	2 185,2
Distribuce	4 560,81	5 472,97
Celkem	6 951,78	8 342,13

Po součtu uvedených dílčích plateb se celkem zaplatí: $C_{sp} = \dots$ } Kč s DPH.

Množství elektřiny odebrané za rok:

$$M_{el} = \dots = \dots$$

$$M_{el} = \dots$$
(95)

Náklady spojené s elektrickou energií:

$$N_{el} = \dots + \dots = \dots + \dots$$

$$N_{el} = \dots$$
(96)

Současný stav celkových nákladů:

$$CN = \dots + \dots = \dots + \dots 0$$

$$CN = \dots$$
(97)

4.2 Výpočet celkových investičních nákladů

Celkové investiční náklady (dále jen CIN) zahrnují všechny investice potřebné na výstavbu a zprovoznění KJ. Jsou zde zahrnuty náklady na pořízení kogenerační jednotky, dále na projektovou dokumentaci, dopravu a následnou montáž KJ. K nákladům byly ještě přidány stavební úpravy budovy, obslužné a pomocné zařízení. Celkové investiční náklady byly odhadnuty do výše 20 mil. korun českých, znázorněné v Tab. č. 9.

Tab. č. 9. Jednotlivé investiční náklady kogenerační jednotky

Investice	Cena [Kč]
Projekt KJ	200 000
Doprava a montáž	500 000
Kogenerační jednotka	8 000 000
Stavební úpravy budovy	1 000 000
Obslužné a pomocné zařízení	300 000
Horkovodní rozvod tepelné energie	10 000 000
Celkové investiční náklady (CIN)	20 000 000

Celkové investiční náklady a jejich pokrytí

Pro lepší porovnání jsou uvedeny 2 typy financování budoucího projektu. Jedná se o financování se 100% pokrytím CIN vlastním vkladem a v druhém případě se bude jednat o 25% pokrytí CIN vlastním vkladem a zbylých 75 % CIN se pokryje prostřednictvím bankovního úvěru.

Tab. č. 10. Úvěr a jeho specifika

Položky	Hodnota	Jednotka
Vklad	5 000 000	[Kč]
Úvěr	15 000 000	[Kč]
Roční úrok	10	[%]
Doba splácení	5	[let]
Roční splátka	3 000 000	[Kč]

Tab. č. 11. Rozložení úroků do jednotlivých roků

Roky	Úrokové sazby	Jednotky
1	1 500 000	[Kč]
2	1 200 000	[Kč]
3	900 000	[Kč]
4	600 000	[Kč]
5	300 000	[Kč]
Celkem	4 500 000	[Kč]

Přímé výrobní náklady

Přímými výrobními náklady chápeme zajištění chodu dané jednotky, patří zde hlavně výdaje za paliva, zejména za skládkový plyn, přídavnou vodu, opravy a obsluhu KJ. Skládkový plyn bude čerpán a následně dodáván do KJ z vlastních skládek. Náklady na palivo, které v drtivé většině případů tvoří nejvyšší položku přímých nákladů, se v tomto případě nezahrnují do přímých výrobních nákladů.

Náklady na kontroly a obsluhu KJ:

Tento typ KJ je plně automatizován a bude řízen na dálku. Do nákladů je zahrnut i plat zaměstnance s částečným úvazkem, který bude pobírat čistou mzdu 4 450 Kč měsíčně, tedy se superhrubou mzdou 6 030 Kč. Zaměstnanec bude docházet k nezbytně nutným odstávkám a opravám. [18]

$$\begin{aligned} N_{mz} &= \dots = \dots \\ N_{mz} &= \left[\dots \right] \end{aligned} \quad (98)$$

Náklady na vodu:

Volím 25 % přídavné vody z celkového objemu vody v jednotce. Prodejní cena vody se pohybuje kolem 35 Kč za m³ s DPH. $C_v = \dots$

Objemové množství přídavné vody:

$$V_v = \frac{\dots}{\rho} = \dots \left[\dots \right] \quad (99)$$

$$\begin{aligned} V_{pv} &= \dots = \dots \\ V_{pv} &= \left[\dots \right] \end{aligned} \quad (100)$$

Náklady za vodu přídavnou:

$$\begin{aligned} N_{pv} &= \dots = \dots \\ N_{pv} &= \left[\dots \right] \end{aligned} \quad (101)$$

Náklady na opravy a údržbu:

Počítám s 1,5% z CIN.

$$\begin{aligned} N_{ou} &= \dots = \dots \\ N_{ou} &= \left[\dots \right] \end{aligned} \quad (102)$$

Souhrn přímých výrobních nákladů:

$$PVN = \dots + \dots + \dots = \dots + \dots + \dots$$

$$PVN = \dots$$
(103)

Nepřímé výrobní náklady

Mezi nepřímé výrobní náklady se zařazují odpisy. Do odpisů počítáme pomocné a obslužné zařízení, úpravu budovy, horkovodní systém a samotnou kogenerační jednotku. V následující tabulce jsou detailně zobrazeny doby odpisů pro první a následující rok.

Tab. č. 12. Rozložení odpisů do jednotlivých let

	Obslužné a pomocné zařízení	KJ	Budova	Horkovodní rozvod
Odpisové skupiny	2	3	4	4
Doba odpisu [let]	5	10	20	20
1. rok v [%]	11	5,5	2,15	2,15
Odpis 1. rok [%]	22,25	10,5	5,15	5,15
Další léta [Kč]	33 000	440 000	21 500	215 000
Odpisy následujících let [Kč]	66 750	840 000	51 500	515 000

4.3 Ekonomické zhodnocení

Tab. č. 13. Srovnání současného stavu před a po instalaci kogenerační jednotky a její úspora

Roky	Současný stav [Kč]	Realizace KJ [Kč]	Úspora [Kč]
1	40 456 500	2 414 660	38 041 840
2	40 456 500	3 178 410	37 278 090
3	40 456 500	3 178 410	37 278 090
4	40 456 500	3 178 410	37 278 090
5	40 456 500	3 178 410	37 278 090
6	40 456 500	3 111 660	37 344 840
7	40 456 500	3 111 660	37 344 840
8	40 456 500	3 111 660	37 344 840
9	40 456 500	3 111 660	37 344 840
10	40 456 500	3 111 660	37 344 840
CELKEM:			373 878 400

V Tab. č. 13. jsou patrné náklady současného stavu a stavu po realizaci kogenerační výroby s navrženým pístovým spalovacím motorem. Ekonomické zhodnocení je provedeno na dobu deseti let. Po deseti letech je úspora financí vyčíslena na 373 878 400 Kč. Hlavním faktorem obrovské úspory je nezapočtená cena skládkového plynu, jelikož je využíván s vlastních zdrojů. Úspora představuje rozdíl nákladů před a po realizaci KJ. Do současných nákladů se zahrnují přímé a nepřímé finanční náklady. Dále byly vypracovány tabulky a grafy ekonomické efektivnosti (Cash Flow a kumulovaný Cash Flow), obsažené v příloze č.1 a č. 2.

5 Závěr

Bakalářská práce se zabývala návrhem kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem. V teoretické části byl vysvětlen pojem kogenerace a její princip výroby elektrické a tepelné energie. Dále byly uvedeny typy zařízení s jejich charakteristickými vlastnostmi, které se využívají ke kombinované výrobě elektrické a tepelné energie. Práce se zaměřuje na detailní popis spalovacího motoru a jeho následné využití.

V praktické části bakalářské práce byl proveden idealizovaný výpočet spalovacího motoru o výkonu 500 kW, spalující skládkový plyn o výhřevnosti $15\,394,86 \text{ kJ}\cdot\text{m}_\text{N}^{-3}$ a s dalšími předem zadanými hodnotami. Po důkladném výpočtu byla zjištěna účinnost celkového motoru 92,84 %, z toho 50,7 % byla energie tepla a zbylých 41,68 % byla elektrická energie. Tepelný výkon dosáhl hodnoty 815 kW a elektrický výkon 745 kW. Celkovému příkonu v palivu náleží hodnota 1 608 kW. Na základě tepelné bilance výměníků byly stanoveny hodnoty teploty na vstupu a výstupu z výměníku. U výměníku voda-voda byla vstupní teplota 70 °C ohřívána na 92,48 °C. Ve výměníku spaliny-voda byla teplota ohřáta z 92,48 °C na 110 °C. V příloze č. 3. je znázorněno jednoduché schéma týkající se zapojení kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem.

Poslední část je věnována ekonomické analýze, kde se vyhodnocuje se stav před a po realizaci projektu. Provedenou analýzou bylo zjištěno, že návratnost investic je zhruba kolem prvního až druhého roku. Příčinou rychlé návratnosti vložených finančních investic je využití skládkového plynu, který je odebírán zdarma z vlastních skládek.

Na základě předem stanovených parametrů hodnot spalovacího motoru 500 CAT, s elektrickým výkonem 500 kW a s výrobou tepla pro horkovodní systém lze konstatovat, že realizace kogenerační jednotky je pro odběratele tou nejlepší investicí. Bohužel realita je jiná. Skutečné parametry hodnot spalovacího motoru jsou menší než navrhované a tedy by se nedosáhlo, tak rychlého vrácení vložených finančních prostředků. Je třeba vzít v úvahu i skutečnost, že výpočet byl prováděn jen pro idealizovaný motor. U reálného motoru jsou jednotlivé výkony a účinnosti snižované.

Seznam použité literatury

- [1] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Kogenerační jednotky - Zřizování a provoz*. 1. vyd. Praha: GAS s.r.o., 2007. ISBN 978-80-7328-151-9.
- [2] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Kogenerační jednotky malého výkonu v komunálních a průmyslových tepelných zdrojích*. 1. vyd. Brno: PC-DIE, spol. s r.o., 1997. ISBN 80-214-0889-0.
- [3] DVORSKÝ, Emil a Pavla HEJTMÁNKOVÁ. *Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie*. 1. vyd. Praha: BEN, 2005. ISBN 80-7300-118-7.
- [4] KOŽOUŠEK, Josef. *Teorie spalovacích motorů*. 2. vyd. Praha: SNTL, 1971.
- [5] TRNKA, Jaroslav a Jaroslav URBAN. *Spal'ovacie motory*. 1. vyd. Bratislava: ALFA, 1992. ISBN 80-05-01081-8.
- [6] IBLER, Zbyněk, Jan KARTÁK a Jiřina MERTLOVÁ. *Energetika v příkladech*. 1. vyd. Praha: BEN, 2003. ISBN 80-7300-097-0.
- [7] KYSELA, Ladislav a Jiří TOMČALA. *Spalovací motory I*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2003. ISBN 80-248-04352.
- [8] KYSELA, Ladislav a Jiří TOMČALA. *Spalovací motory II*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0628-2.
- [9] VORÁČEK, Václav, Jaroslav DOBROZEMSKÝ a Jaroslav KAMINSKÝ. *Energetické stroje*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská v Ostravě, 1985.
- [10] RAJNIAK, Ivan a kolektiv. *Tepelno-energetické a emisné merania*. Bratislava: Kníhtlačiareň Svornosť, spol. s r.o., 1997. ISBN 80-88683-20-3.
- [11] JENČÍK, Josef a Ludvík KUHN. *Technická měření ve strojírenství*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1982.
- [12] KALČÍK, Josef. *Technická termodynamika*. Praha: ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE VĚD, 1960.
- [13] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I*. Praha: SNTL, 1978.
- [14] ŠTOSS, Milan. *Spalovací motory I*. 1. vyd. Brno: VUT Brno, 1992. ISBN 80-214-0417-5.
- [15] [online]. [cit. 2012-04-20]. Dostupné z: <http://www.cez.cz/cs/pro-zakazniky/elektrina/ceny/firma/ceny/2012/zakladni-produktova-rada/standard.html>
- [16] [online]. [cit. 2012-04-02]. Dostupné z: <http://kogenerace.tedom.com/jak-funguje-kogenerace.html>

- [17] [online]. [cit. 2012-04-18]. Dostupné z:
<http://polycomp.cz/page.php?lang=cz&f=introduction>
- [18] [online]. [cit. 2012-04-05]. Dostupné z: <http://www.vypocet.cz/cista-mzda>

Seznam tabulek

Tab. č. 1. Charakteristika vlastností základních druhů kogeneračního zařízení [1].....	17
Tab. č. 2. Emitující látky při výrobě z hnědého uhlí a zemního plynu [5].....	18
Tab. č. 3. Zadání hodnot pro výpočet.....	30
Tab. č. 4. Procentuální složení skládkového plynu	31
Tab. č. 5. Objemové složení a výhřevnost skládkového plynu	31
Tab. č. 6. Koncentrace suchých a vlhkých spalín	32
Tab. č. 7. Parametry spalovacího motoru.....	42
Tab. č. 8. Souhrn jednotlivých plateb za spotřebovanou 1 MWh elektřiny	45
Tab. č. 9. Jednotlivé investiční náklady kogenerační jednotky.....	46
Tab. č. 10. Úvěr a jeho specifikace.....	46
Tab. č. 11. Rozložení úroků do jednotlivých roků	46
Tab. č. 12. Rozložení odpisů do jednotlivých let	48
Tab. č. 13. Srovnání současného stavu před a po instalaci kogenerační jednotky a její úspora.....	48

Seznam obrázků

Obr. č. 1. Snížení spotřeby tepla z PEZ	15
Obr. č. 2. Kogenerační jednotka se spalovací turbínou [2]	21
Obr. č. 3. Paralelní zapojení parní turbíny k redukční stanici [2]	22
Obr. č. 4. Parní motor s generátorem firmy PolyComp a.s. [1]	24
Obr. č. 5. Schéma kogenerační jednotky a její toky energií se spalovacím motorem [2]	24
Obr. č. 6. Kogenerační jednotky se spalovacím motorem a turbodmychadlem spalující plyn [2]	26
Obr. č. 7. $p - V$ diagram průběhu idealizovaného zážehového motoru	29

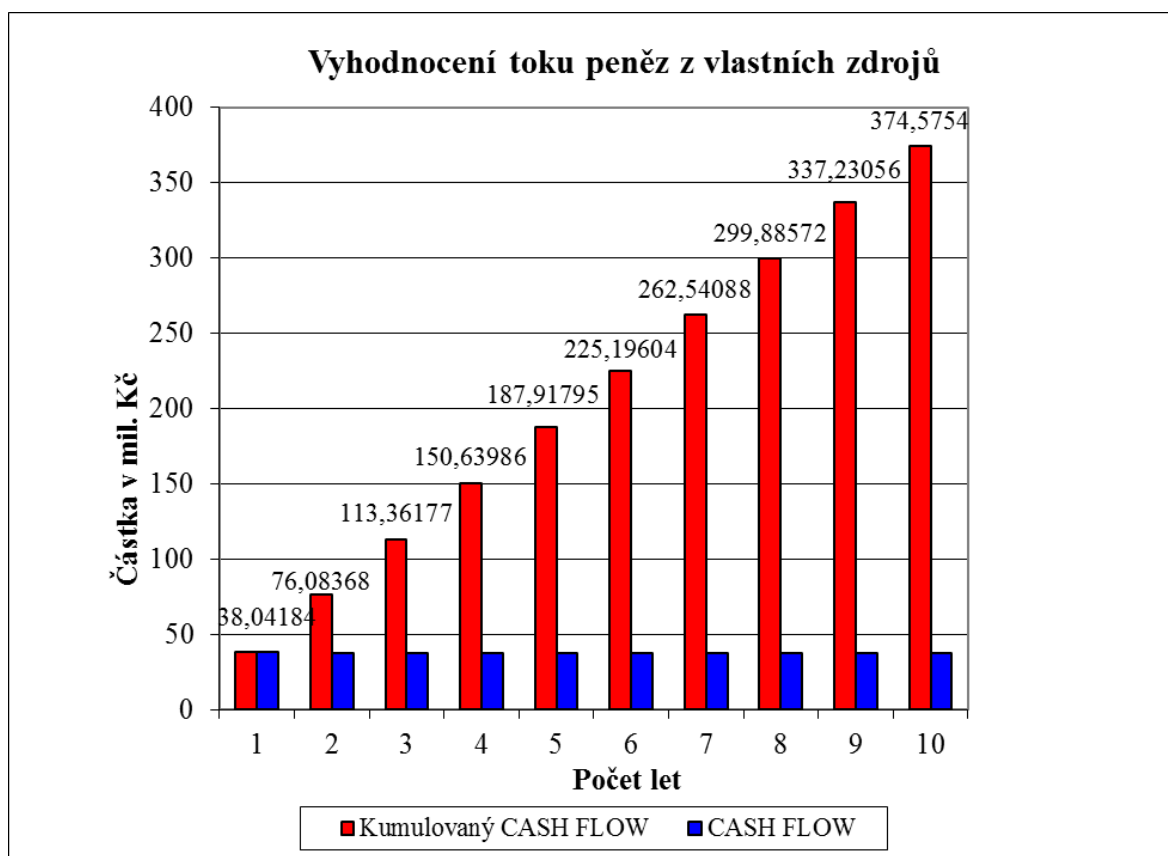
Seznam příloh

Příloha č. 1 Přehled zisku a toku peněz v jednotlivých letech

Příloha č. 2 Přehled zisku a toku peněz při 75 % půjčce z CIN

Příloha č. 3 Schéma kogenerační jednotky se spalovacím motorem

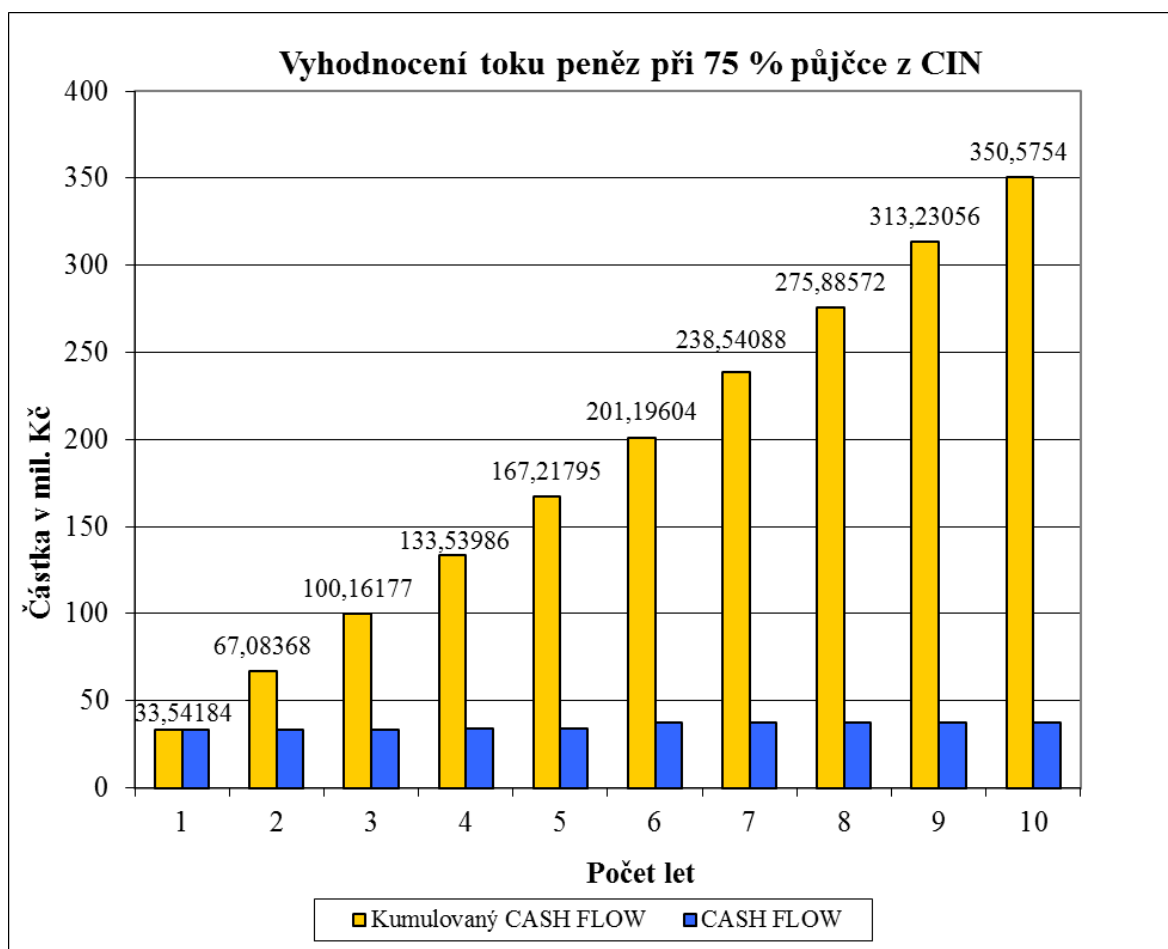
Příloha č. 1 Přehled zisku a toku peněz v jednotlivých letech



Přehled zisku a toku peněz v jednotlivých letech

Doba	Současný stav	PVN	Úplné náklady	Hrubý zisk	Cash Flow	Kumulovaný Cash Flow
[roky]	[Kč]	[Kč]	[Kč]	[Kč]	[Kč]	[Kč]
1	40 456 500	1 705 160	2 414 660	38 041 840	38 041 840	38 041 840
2	40 456 500	1 705 160	3 178 410	37 278 090	37 278 090	76 083 680
3	40 456 500	1 705 160	3 178 410	37 278 090	37 278 090	113 361 770
4	40 456 500	1 705 160	3 178 410	37 278 090	37 278 090	150 639 860
5	40 456 500	1 705 160	3 178 410	37 278 090	37 278 090	187 917 950
6	40 456 500	1 705 160	3 111 660	37 344 840	37 344 840	225 196 040
7	40 456 500	1 705 160	3 111 660	37 344 840	37 344 840	262 540 880
8	40 456 500	1 705 160	3 111 660	37 344 840	37 344 840	299 885 720
9	40 456 500	1 705 160	3 111 660	37 344 840	37 344 840	337 230 560
10	40 456 500	1 705 160	3 111 660	37 344 840	37 344 840	374 575 400

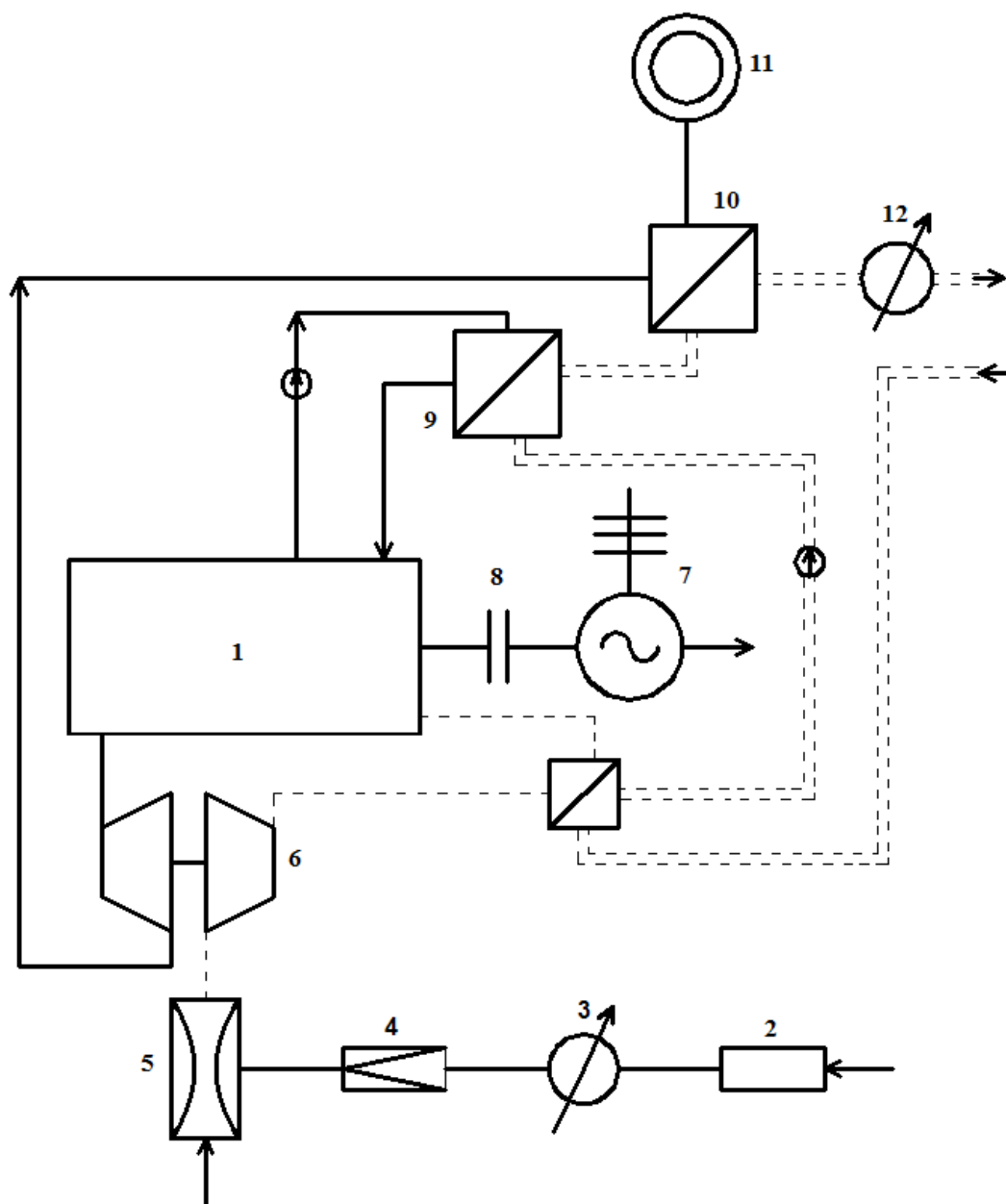
Příloha č. 2 Přehled zisku a toku peněz při 75 % půjčce z CIN



Přehled zisku a toku peněz v jednotlivých letech při 75% půjčce z celkových nákladů

Doba	Splátky	Úroky	Současný stav	PVN	Úplné náklady	Hrubý zisk	Cash Flow	Kumulovaný Cash Flow
[roky]	[Kč]	[Kč]	[Kč]	[Kč]	[Kč]	[Kč]	[Kč]	[Kč]
1	3 000 000	1 500 000	40 456 500	1 705 160	2 414 660	35 041 840	33 541 840	33 541 840
2	3 000 000	1 200 000	40 456 500	1 705 160	3 178 410	34 278 090	33 078 090	67 083 680
3	3 000 000	900 000	40 456 500	1 705 160	3 178 410	34 278 090	33 378 090	100 161 770
4	3 000 000	600 000	40 456 500	1 705 160	3 178 410	34 278 090	33 678 090	133 539 860
5	3 000 000	300 000	40 456 500	1 705 160	3 178 410	34 278 090	33 978 090	167 217 950
6	0	0	40 456 500	1 705 160	3 111 660	37 344 840	37 344 840	201 196 040
7	0	0	40 456 500	1 705 160	3 111 660	37 344 840	37 344 840	238 540 880
8	0	0	40 456 500	1 705 160	3 111 660	37 344 840	37 344 840	275 885 720
9	0	0	40 456 500	1 705 160	3 111 660	37 344 840	37 344 840	313 230 560
10	0	0	40 456 500	1 705 160	3 111 660	37 344 840	37 344 840	350 575 400

Příloha č. 3 Schéma kogenerační jednotky se spalovacím motorem



1 motor; 2 analyzátor; 3 plynoměr; 4 redukční ventil; 5 směšovač;
6 turbodmychadlo; 7 generátor; 8 spojka; 9 výměník voda-voda; 10 výměník
spaliny-voda; 11 komín; 12 měřič tepla